

Departamento de Ingeniería Térmica y Fluidos



Grado en Ingeniería en Tecnologías Industriales

Trabajo de Fin de Grado

ANÁLISIS TERMODINÁMICO DE UN CICLO TERMOSOLAR DE GENERACIÓN DIRECTA DE VAPOR

POR: ENRIQUE MENÉNDEZ CASLA

TUTOR: JESÚS GÓMEZ HERNÁNDEZ

RESUMEN

La energía solar por generación directa de vapor aprovecha mejor los niveles altos de temperatura alcanzados que otras tecnologías. En este proyecto se hace la comparación entre una planta de energía solar con generación directa de vapor basada en un ciclo Rankine con recalentamiento y sin recalentamiento. El recalentamiento es útil para evitar la humedad en la turbina, lo que hace que su vida útil sea mayor.

En este proyecto hay un análisis termodinámico, exergético y económico que muestra que esta tecnología puede ser competitiva en el mercado energético actual.

ABSTRACT

Solar direct steam generation is a technology that approach the high temperature levels better than other technologies. This project does the comparison between solar direct steam plant based on a Rankine cycle with reheating and non-reheating. Reheating is useful to avoid wetness in the turbine which make longer their lifetime.

During the project is a thermodynamic, exergetic and economic analysis that show that this technology could be competitive in the actual energy market.

INDICE

1. Nomenclatura.....	6
1.1. Subíndices	7
1.2. Abreviaturas.....	8
2. Introducción y objetivos.....	9
2.1. Introducción.....	9
2.2. Objetivos	9
2.3. Estructura del proyecto.....	9
3. Mercado energético español.....	11
4. Plantas de producción de potencia.....	13
4.1. Plantas no renovables.....	13
4.1.1. Gas Natural.....	13
4.1.2. Carbón	13
4.1.3. Plantas de gas de ciclo combinado.....	15
4.1.4. Gasificación integrada en ciclo combinado.....	16
4.1.5. Energía nuclear.....	17
4.2. Plantas renovables.....	18
4.2.1. Centrales hidráulicas.....	18
4.2.2. Energía eólica.....	18
4.2.3. Energía solar fotovoltaica.....	19
4.2.4. Energía solar de alta temperatura.....	19
5. Energía solar termoelectrica.....	20
5.1. Plantas basadas en un ciclo Rankine.....	20
5.1.1. Generación directa o indirecta.....	20
5.1.2. Sistemas de almacenamiento.....	21
5.1.3. Tipos de colectores.....	21
5.1.1.1. Fresnel	21
5.1.1.2. Cilindro-parabólicos.....	22
5.1.1.3. Torre solar.....	23
5.1.4. Tubo absorbedor.....	23
5.1.5. Grado de concentración.....	24
5.2. Dish-Stirling.....	24
5.3. Componentes del ciclo termodinámico.....	25
5.3.1. Turbinas.....	25
5.3.2. Recalentador.....	27
5.3.3. Condensador.....	27
5.3.4. Feedwaters	27
5.3.5. Desgasificador	28
5.3.6. Bombas.....	29
6. Análisis termodinámico del ciclo.....	30
6.1. Descripción del sistema.....	30
6.2. Componentes del sistema.....	31
6.3. Metodología de análisis.....	32
6.3.1. Calculo de las temperaturas, presiones, entalpías y entropías en todos los puntos del ciclo.....	33
6.3.2. Colectores solares.....	38
6.3.2.1. Pérdidas en los colectores.....	40
6.3.3. Balance de energía en todos los componentes.....	40
6.3.4. Cálculo de la potencia nominal, potencia eléctrica producida y rendimiento del ciclo.....	43
6.3.5. Análisis exergético.....	44

6.4. Casos estudiados.....	46
7. Análisis económico.....	47
7.1. Coste de la inversión.....	47
7.2. Costes de operación y mantenimiento.....	47
7.3. LCOE.....	48
8. Resultados.....	50
8.1. Análisis termodinámico.....	50
8.1.1. Condiciones de referencia.....	50
8.1.1.1. Potencia neta, potencia generada en ambas turbinas y rendimiento.....	51
8.1.2. Pérdidas en los colectores.....	53
8.1.2.1. Distribución de las pérdidas en condiciones de referencia.....	53
8.1.2.2. Variación de las pérdidas con el tiempo.....	54
8.1.3. Evolución temporal.....	54
8.1.3.1. Potencia y rendimiento caso sin recalentamiento.....	55
8.1.3.2. Potencia y rendimiento caso con recalentamiento.....	56
8.1.3.3. Comparación entre los casos con recalentamiento y sin recalentamiento.....	56
8.2. Análisis exergético	57
8.2.1. Condiciones nominales.....	57
8.2.2. Evolución temporal.....	59
8.2.2.1. Caso sin recalentamiento.....	60
8.2.2.2. Caso con recalentamiento.....	61
8.2.2.3. Comparación entre los casos con recalentamiento y sin recalentamiento.....	61
8.3. Análisis económico.....	62
8.3.1. LCOE sin recalentamiento.....	62
8.3.2. LCOE con recalentamiento.....	62
8.3.3. Comparación LCOE con recalentamiento y sin recalentamiento.....	62
8.3.4. Comparación LCOE con otras tecnologías solares.....	62
8.3.5. Comparación del LCOE con otras tecnologías de generación.....	63
9. Conclusiones.....	65
10. Bibliografía.....	66

1. Nomenclatura

a	Ancho (m)
A	Área (m ²)
C	Coste total (€)
c_{PB}	Coste bloque de potencia (€/kW)
$c_{personal}$	Coste persona (€/año)
c_{SF}	Coste campo solar (€/m ²)
$c_{terreno}$	Coste terreno en (€/m ²)
\dot{E}	Exergía (kW)
\dot{E}_{anual}	Energía anual (MWh)
f_{agua}	Coste del agua (€/MWh)
f_{anual}	Factor anual
f_{dil}	Factor de dilución
$f_{disponibilidad}$	Factor de disponibilidad de la planta (%)
f_{EPC}	Recargo por ingeniería, obtención, construcción, gestión de proyectos y riesgo (%)
$f_{repuestos}$	Coste de repuestos anual (%)
f_{seguro}	Ratio de seguro anual (%)
$f_{SFpersonal}$	Operarios por m ² de campo solar
$f_{terreno}$	Terreno utilizado respecto al área de apertura de los colectores
g	Aceleración de la gravedad (m/s ²)
h	Entalpía (kJ/kg)
i	Ratio de interés (%)
I	Irradiación (W/m ²)
l	Longitud (m)
n	Número de día del año
N	Número años
$n_{PBpersonal}$	Número de operarios para el bloque de potencia
\dot{m}	Gasto másico (kg/s)
P	Presión (bar)
\dot{Q}	Calor (kW)
s	Entropía (kJ/kgK)

T	Temperatura (K)
t_s	Hora solar (hh:mm)
U	Energía interna (W)
V	Velocidad (m/s)
\dot{W}	Potencia (MW)
z	Cota (m)
Δ	Variación
δ	Ángulo declinación (°)
ε	Rendimiento exergético (%)
Φ	Latitud (°)
η	Rendimiento (%)
θ	Ángulo cenital (°)
ω	Ángulo horario (°)
χ	Título de vapor (%)

1.1. Subíndices

0	Estado de referencia
1-33	Puntos del ciclo termodinámico
abs	Absoluta
amb	Ambiente
colec	Colectores
D	Destruído
e	Eléctrico
F	Combustible
in	Entrada
loss	Pérdidas
OM	Operación y mantenimiento
op	Óptico
out	Salida
P	Producto
PB	Bloque de potencia
s	Isentrópico

1.2. Abreviaturas

BFP	Bomba de alta presión
CEP	Bomba de baja presión
COND	Condensador
DCA	Aprovechamiento del enfriamiento del drenaje
DEA	Desgasificador
DNlc	Irradiación normal directa – cielo despejado
DOR	Grados de recalentamiento
DSG	Generador directo de vapor
HPT	Turbina de alta presión
IAM	Modificador ángulo de incidencia
LCOE	Coste nivelado de la energía
LPT	Turbina de baja presión
IP	Presión en la entrada
Liq	Líquido
RH	Recalentador
Sat	Saturado
SF	Campo solar
TTD	Diferencia de temperatura terminal
Vap	Vapor

2. Introducción y objetivos

2.1. Introducción

El presente proyecto se ha realizado como trabajo de fin de grado por Enrique Menéndez Casla y ha sido dirigido por Dr. Jesús Gómez Hernández en la universidad Carlos III de Madrid.

El objeto de este estudio es dimensionar una planta solar de generación directa de vapor a partir del artículo publicado por Amin M. Elsafi (1). Para ello se hará uso de un análisis termodinámico del ciclo de potencia asociado a la planta, así como un análisis energético y económico.

La generación directa de vapor consiste en suministrar el calor necesario para un ciclo Rankine directamente al fluido de trabajo sin necesidad de un intercambiador de calor. En el presente proyecto se estudiará la capacidad de absorción de calor en los colectores respecto a la irradiación solar, así como las pérdidas asociadas en el proceso.

La exergía se define como el máximo trabajo que se puede obtener al pasar de un estado a un estado de referencia. Haciendo uso del análisis exergético se puede estudiar que elementos de un ciclo termodinámicos son los más eficientes y en cuales las pérdidas son mayores para saber dónde centrar los esfuerzos de mejora.

2.2. Objetivos

El objetivo principal de este proyecto es realizar el dimensionado de una central solar de generación directa de vapor y calcular el coste de la energía que produciría. Los objetivos parciales son:

1. Realizar un análisis termodinámico del ciclo de potencia completo y calcular la potencia y rendimiento obtenido en condiciones nominales.
2. Calcular la variación de potencia y rendimiento obtenido en función de la hora solar.
3. Dimensionar la capacidad de los colectores solares, así como las pérdidas que se producen en los mismos.
4. Realizar un análisis exergético global y de cada componente del ciclo.
5. Calcular el coste de la energía producida teniendo en cuenta la vida útil de la instalación

2.3. Estructura de la memoria

Capítulo 3, resumen de la situación actual del mercado energético español.

Capítulo 4, descripción de los principales tipos de plantas de generación de energía eléctrica que se usan en la actualidad.

Capítulo 5, descripción de las distintas tecnologías de energía solar termoeléctrica y de los componentes principales de un ciclo termodinámico.

Capítulo 6, análisis termodinámico del ciclo en el que se incluyen balances energéticos y exergéticos de todos los componentes, así como el análisis de los colectores solares.

Capítulo 7, análisis económico que incluye el cálculo del LCOE.

Capítulo 8, resultados numéricos de los análisis realizados en los capítulos anteriores, así como gráficas explicativas de los mismos.

Capítulo 9, conclusiones donde se muestran los puntos clave del proyecto y su viabilidad respecto a otras tecnologías.

3. Mercado energético español

Durante los últimos años, tras una bajada en la demanda de energía eléctrica debida a la crisis económica, la demanda energética ha vuelto a crecer en España, llegando a alcanzar una demanda de 253 TWh en el año 2017 según Red Eléctrica de España. (2)

Evolución de la demanda de energía eléctrica peninsular (TWh)

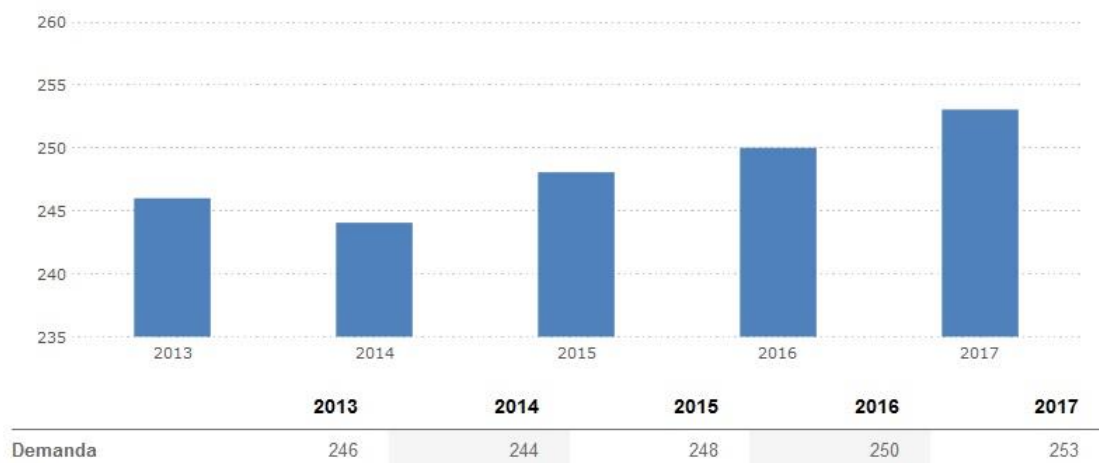


Fig. 1 Evolución de la demanda de energía eléctrica en España peninsular. (2)

Debido a los altos precios de los combustibles y a razones medioambientales, las energías renovables están cada vez más demandadas. En el año 2017 la energía renovable en España supuso un 33,7 % del total disminuyendo en algo más de 6 puntos respecto al año anterior.

Evolución de la energía renovable peninsular

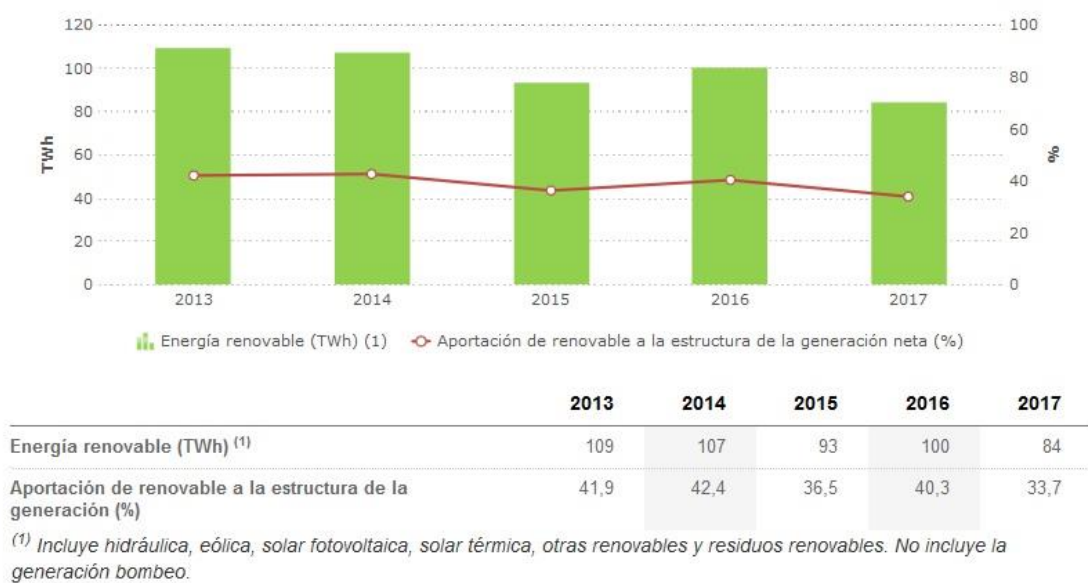


Fig. 2 Evolución de la energía renovable en España peninsular. (2)

Si nos fijamos en los distintos tipos de potencia instalada, se observa que durante los últimos años no ha habido cambios significativos en las distintas fuentes que se han utilizado para generar energía eléctrica.

Evolución de la potencia instalada peninsular (GW)

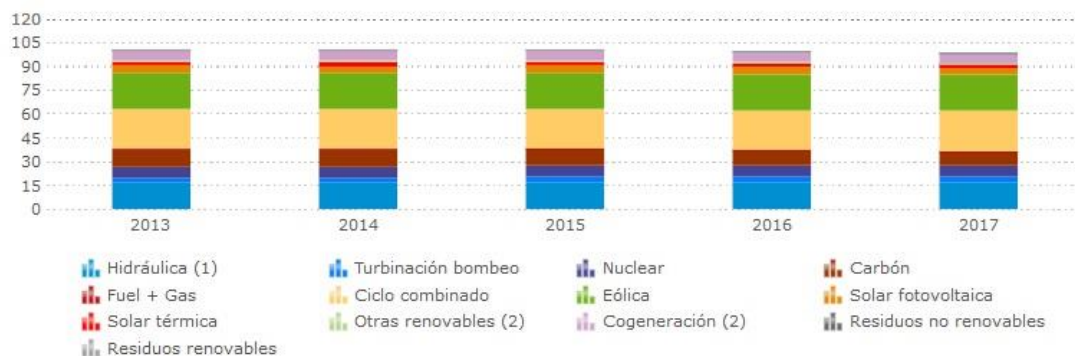


Fig. 3 Evolución de la potencia instalada en España peninsular. (2)

Se puede observar que la mayor parte de la energía proviene de las plantas hidráulicas, centrales de ciclo combinado y energía eólica. Siendo también importante la energía nuclear y la generada con carbón. A continuación, se muestra una tabla con la potencia instalada de cada tecnología en 2017.

	$\dot{W}(\text{GW})$		$\dot{W}(\text{GW})$
Hidráulica (1)	17	Solar fotovoltaica	4,4
Turbinación bombeo	3,3	Solar térmica	2,3
Nuclear	7,1	Otras renovables (2)	0,7
Carbón	9,5	Cogeneración (2)	6,4
Fuel + Gas	0	Residuos no renovables	0,6
Ciclo combinado	24,9	Residuos renovables	0,1
Eólica	22,9		

De los 99,2 GW instalados, tan sólo 2,3 corresponden a energía solar térmica, por lo tanto, el presente proyecto estudia una de las tecnologías menos utilizadas en España y por tanto con mayor capacidad de crecimiento.

4. Plantas de producción de potencia

En este punto se van a explicar las principales plantas de potencias que hay en la actualidad. Se dividen principalmente en renovables y no renovables dependiendo de la procedencia de los recursos que se utilizan para producir energía eléctrica

4.1. Plantas no renovables

Las plantas de producción de potencia no renovables son aquellas que utilizan recursos que se encuentran de forma limitada en la naturaleza para transformarlos en energía eléctrica.

4.1.1. Gas Natural

Las plantas de potencia que utilizan como combustible el gas natural, se basan en un ciclo Brayton.

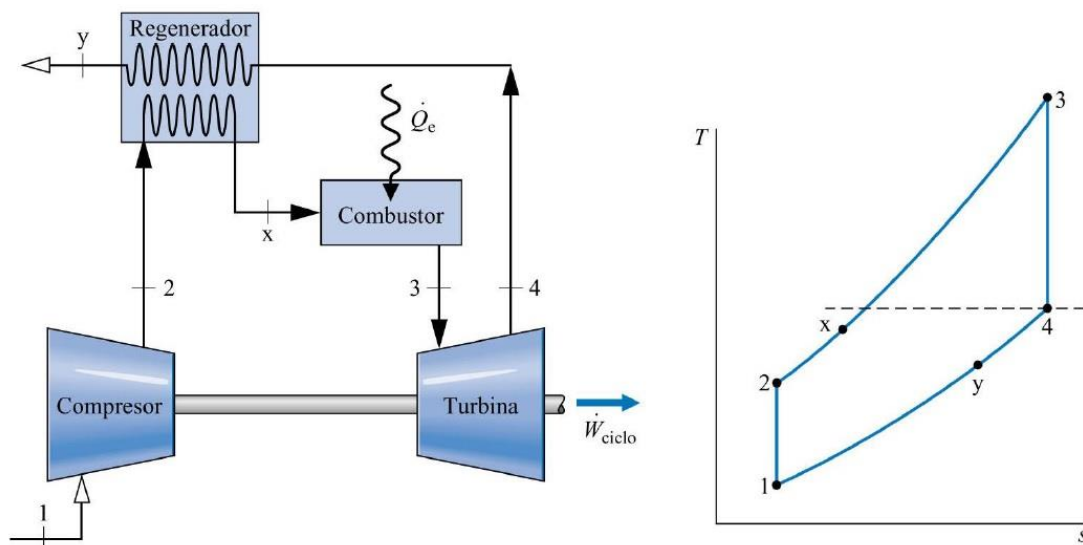


Fig. 4 Esquema y diagrama T-s de un ciclo Brayton simplificado. (3)

El fluido de trabajo es aire, el cual se pasa por un compresor para aumentar su presión. Tras ello se calienta primero en el regenerador y después en la cámara de combustión donde se inyecta el gas natural. Tras calentarlo pasa a la turbina donde se expande haciendo girar el generador para producir electricidad. Por último, cede calor, parte del cual se utiliza para alimentar el regenerador.

Las centrales de gas natural tienen como ventaja que pueden producir electricidad en cualquier momento del día y se pueden encender y apagar rápidamente. Como desventaja está el relativamente alto precio del gas y la contaminación atmosférica que produce su combustión. (3)

4.1.2. Carbón

Las plantas de potencia basadas en el carbón se basan en un ciclo Rankine, para el cuál se utiliza como fuente de calor el procedente de la combustión del carbón. Como ventaja tienen que su capacidad de producción es muy alta y pueden producir electricidad en cualquier momento que sea requerida, aunque los tiempos de arranque y parada son altos en comparación con las plantas basadas en un ciclo Brayton. Su principal desventaja es que la combustión del carbón genera altos nivel de contaminación atmosférica por lo que cada vez están más en desuso.

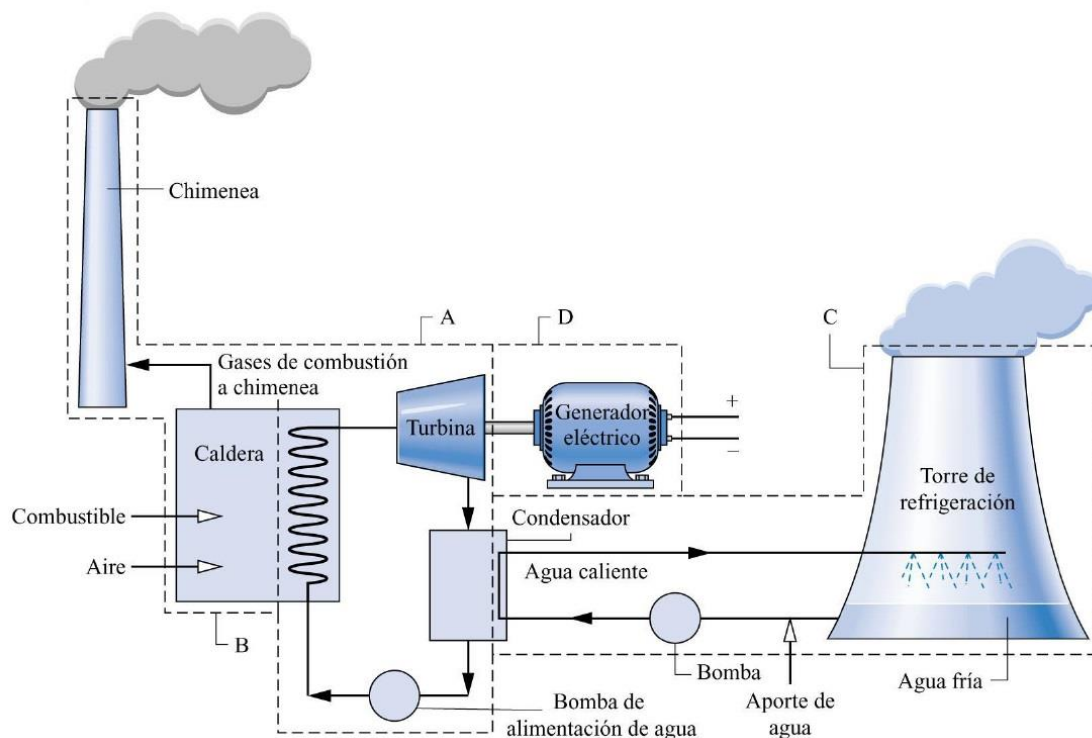


Fig. 5 Esquema de una central basada en un ciclo Rankine. (3)

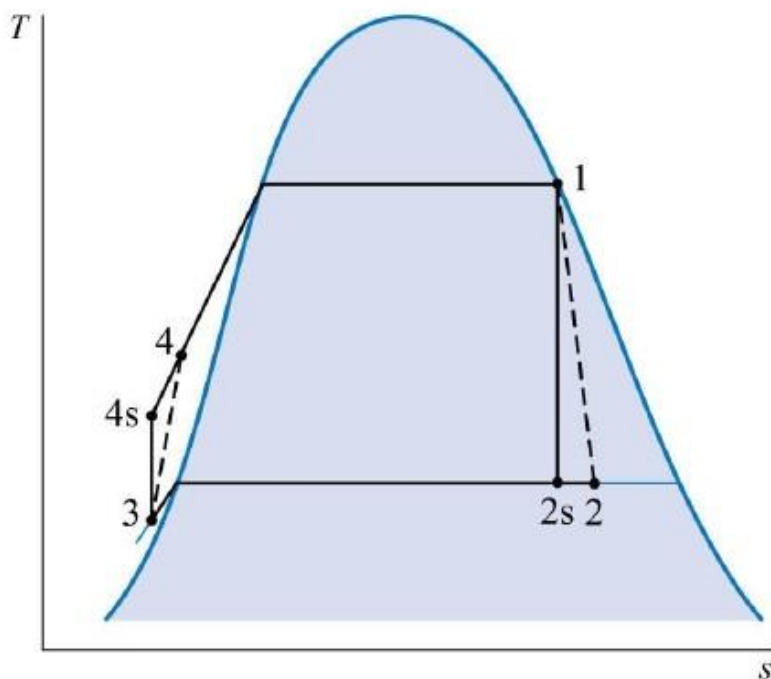


Fig. 6 Diagrama T-s de un ciclo Rankine simplificado. (3)

El fluido de trabajo es agua, al que se aumenta su presión en las bombas para después pasar a la caldera, donde tiene lugar la combustión del carbón. El agua que pasa por la caldera se calienta y después pasa a la turbina, haciéndola girar para mover el generador eléctrico. Tras pasar el fluido por la turbina, este cede calor en el condensador, el cual necesita de la ayuda de una torre de refrigeración para disipar todo el calor y así volver a las bombas. (3)

4.1.3. Plantas de gas de ciclo combinado

Las plantas de gas de ciclo combinado se basan en utilizar en una misma planta un ciclo Brayton y un ciclo Rankine. El ciclo Brayton se alimenta con gas natural y se aprovecha el calor de los gases que salen de la turbina como fuente de calor de un ciclo Rankine. El elemento que se sitúa entre los dos ciclos es el HRSG (Heat Recovery Steam Generator – Recuperador de calor y Generador de vapor). Los gases entran por la parte inferior del HRSG y van subiendo mientras que se cruzan con tubos que contienen el agua que proviene de las bombas del ciclo Rankine. Después los gases son liberados a la atmósfera, mientras que el agua pasa a la turbina del ciclo Rankine.

La principal ventaja del ciclo combinado es que el rendimiento de estos ciclos es mucho mayor que el de un sólo ciclo Rankine o un sólo ciclo Brayton, ya que se aprovecha el calor necesario para un ciclo Brayton para alimentar ambos ciclos. Esto hace que sean menos contaminantes que las centrales de carbón y gas natural y la electricidad que generan es más barata.

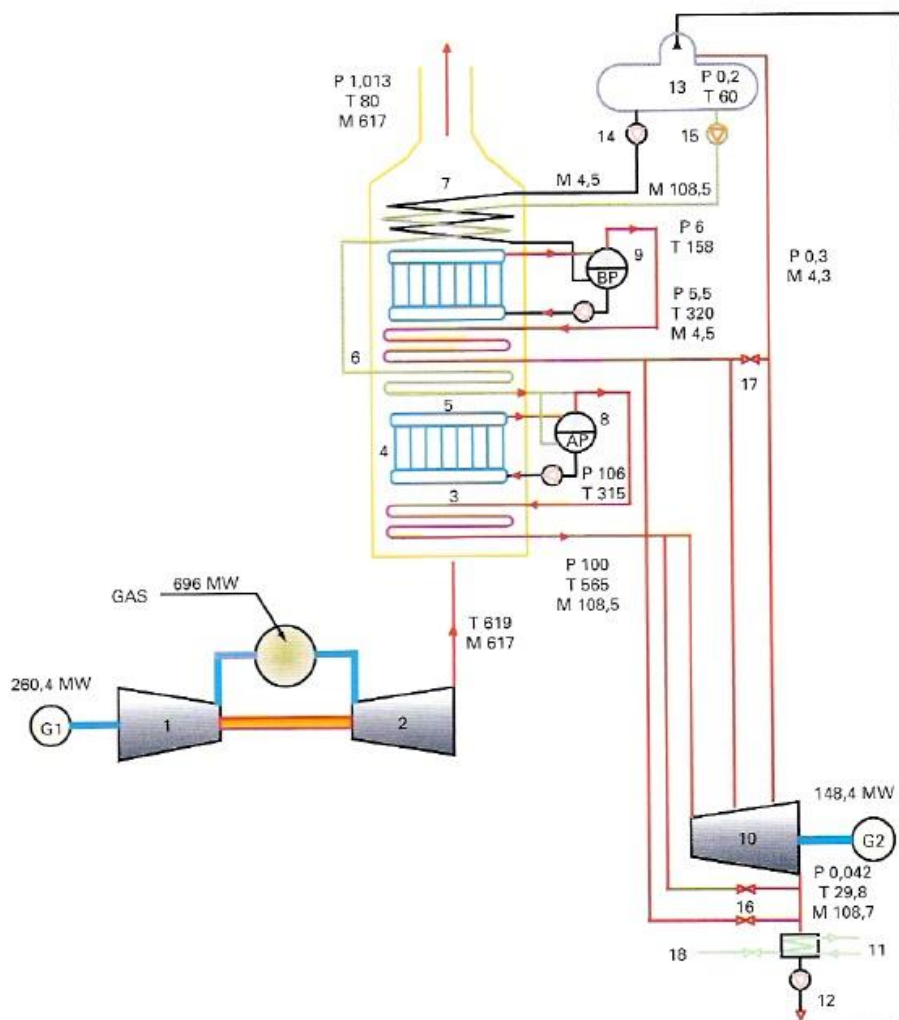


Fig. 7 Esquema de planta de gas de ciclo combinado. (3)

En la actualidad se está apostando por este tipo de planta, ya que pueden asegurar el suministro de electricidad independientemente del momento, pudiéndose encender y apagar rápidamente, lo que hace que sean un buen complemento para las energías renovables. (3)

4.1.4. Gasificación integrada en ciclo combinado

Existen un tipo de centrales de ciclo combinado que en vez de utilizar gas como combustible utilizan carbón gasificado.

Primero se comprime aire en el compresor de la parte del ciclo Brayton, este aire pasa a una isla de destilación donde se separa en nitrógeno molecular y en oxígeno molecular. El nitrógeno y el oxígeno se introducen en el gasificador, que está a alta presión junto con carbono, caliza y agua. En el gasificador se obtiene monóxido de carbono, hidrógeno molecular y un residuo de escoria. Este monóxido de carbono e hidrógeno se somete a una limpieza en frío donde se separa del azufre y la ceniza que pudiera contener y a continuación se introduce como combustible en la cámara de combustión junto con oxígeno y nitrógeno a alta presión también procedente de la isla de destilación. Se produce la combustión y los gases pasan a la turbina del ciclo Brayton donde se produce energía eléctrica. Los gases que salen de la turbina pasan por el HRSG para calentar parte del agua que proviene de las bombas del ciclo Brayton. Otra parte se calienta colocando un intercambiador entre el agua con el monóxido de carbono y el hidrógeno molecular y después haciéndolo pasar por el gasificador que se encuentra también a alta temperatura. Una vez caliente el agua, esta pasa por la turbina del ciclo Rankine obteniéndose energía eléctrica y pasando después el fluido por el condensador para ceder calor al ambiente. Los gases que salen del HRSG, son los gases procedentes de la combustión y por lo tanto llevan sustancias contaminantes.

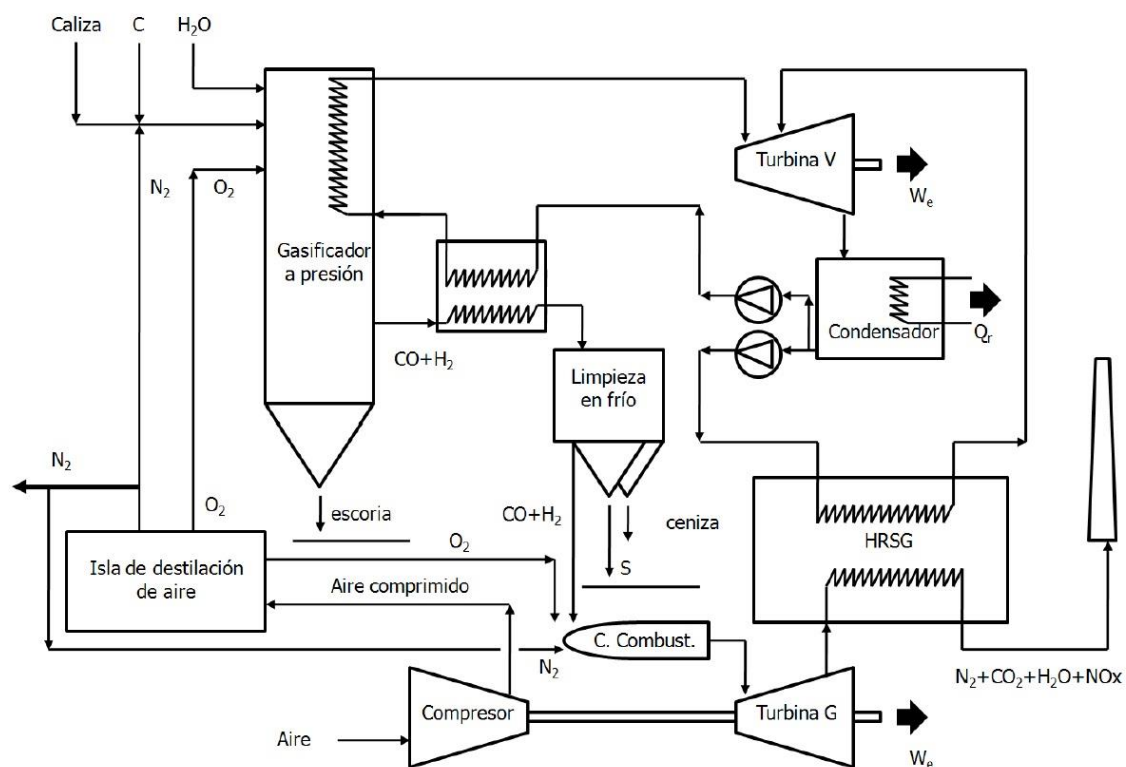


Fig. 8 Esquema de planta de gasificación integrada en ciclo combinado. (3)

Las plantas de gasificación integrada de ciclo combinado se basan en un proceso de combustión y gasificación es muy complejo y contaminante. Por tanto, se obtienen mejores resultados mediante las plantas de gas de ciclo combinado. No obstante también existen plantas de gasificación que utilizan combustibles renovables como la biomasa que son más ecológicas. (3)

4.1.5. Energía nuclear

Las centrales nucleares se basan en un ciclo Rankine, al cual se le suministra el calor procedente de una reacción nuclear. La reacción nuclear consiste en bombardear barras de uranio enriquecido o plutonio con neutrones. Al chocar los neutrones se genera una reacción en cadena que va desintegrando el combustible. Este proceso es altamente exotérmico. Para controlar la reacción se utiliza un moderador, usualmente agua o grafito. El moderador lo que hace es ralentizar los neutrones para poder hacer que choquen más fácilmente. Además del moderador son necesarias barras de control. Suelen ser de cadmio, circonio o boro ya que tienen la propiedad de absorber neutrones debido a que si hay demasiados electrones chocando en el reactor se puede descontrolar la fisión. Estas barran son la principal manera de controlar la reacción, ya que esta se activa cuando hay pocas barras y se para cuándo se introducen las suficientes. Por el reactor a su vez circula un refrigerante que se encarga de refrigerar las altas temperaturas que se producen en el reactor y pasa a un intercambiador que se sitúa después de las bombas del ciclo Rankine teniendo como objetivo la fase de adición de calor.

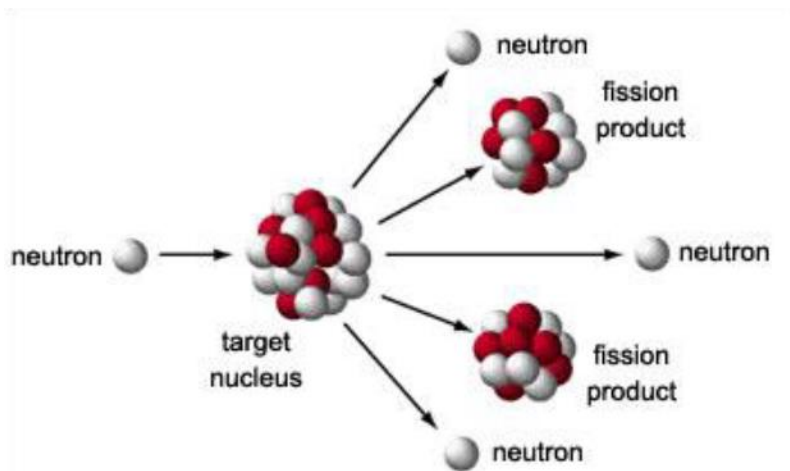


Fig. 9 Esquema reacción de fisión nuclear. (3)

El principal inconveniente de la energía nuclear es su peligrosidad y los residuos nucleares, los cuales tienen que ser tratados de manera especial durante miles de años para evitar fugas radiactivas. Su principal ventaja es la capacidad de producir energía eléctrica de forma continua a un bajo precio. Debido a la complejidad de la reacción de fisión, es muy costoso arrancar y parar las centrales nucleares, por lo que suelen estar en constante funcionamiento, lo cual también se debe tener en cuenta para operar la red eléctrica. (3)

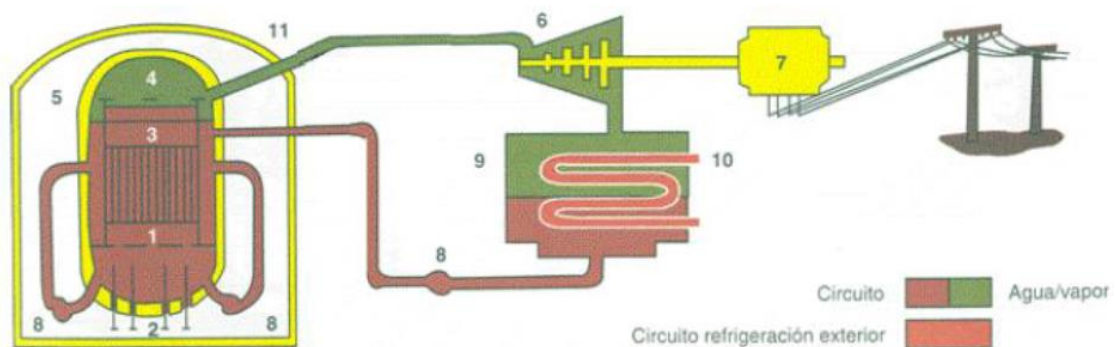


Fig. 10 Esquema simplificado central nuclear. (3)

4.2. Plantas renovables

Las plantas de energías renovables son aquellas que para producir electricidad utilizan recursos naturales que se renuevan de forma natural. A menudo suelen ser menos contaminantes que las energías procedentes de plantas no renovables.

4.2.1. Centrales hidráulicas

Las centrales hidráulicas son aquellas que utilizan la energía cinética que llevan los ríos para producir electricidad. Generalmente se sitúan en presas en las que se colocan turbinas en las esclusas para evacuar el agua y dejar que siga su cauce. Cuando se requiere electricidad se abren las compuertas para poner en funcionamiento la planta. Estas plantas requieren de una gran infraestructura que tiene un gran impacto en el ecosistema fluvial. Otro inconveniente es que depende de la cantidad de agua que se pueda almacenar en los embalses que preceden a las presas, por lo que tienen una gran dependencia de la estacionalidad. Su principal ventaja es que no produce gases contaminantes y que una vez que el agua pasa las compuertas sigue con su ciclo normal. (4)

4.2.2. Energía eólica

La energía eólica consiste en poner molinos en zonas en las que hay fuertes corrientes de viento, que accionan sus palas haciéndolos girar para mover un generador eléctrico. Su principal complejidad consiste en el diseño de los perfiles de los alabes para conseguir adaptar la sustentación que produce con la velocidad a cada punto respecto al eje. Su principal ventaja es ser una energía barata y su impacto ambiental es muy reducido. Su principal desventaja es que depende del tiempo atmosférico que no necesariamente se corresponde con la demanda. (4)

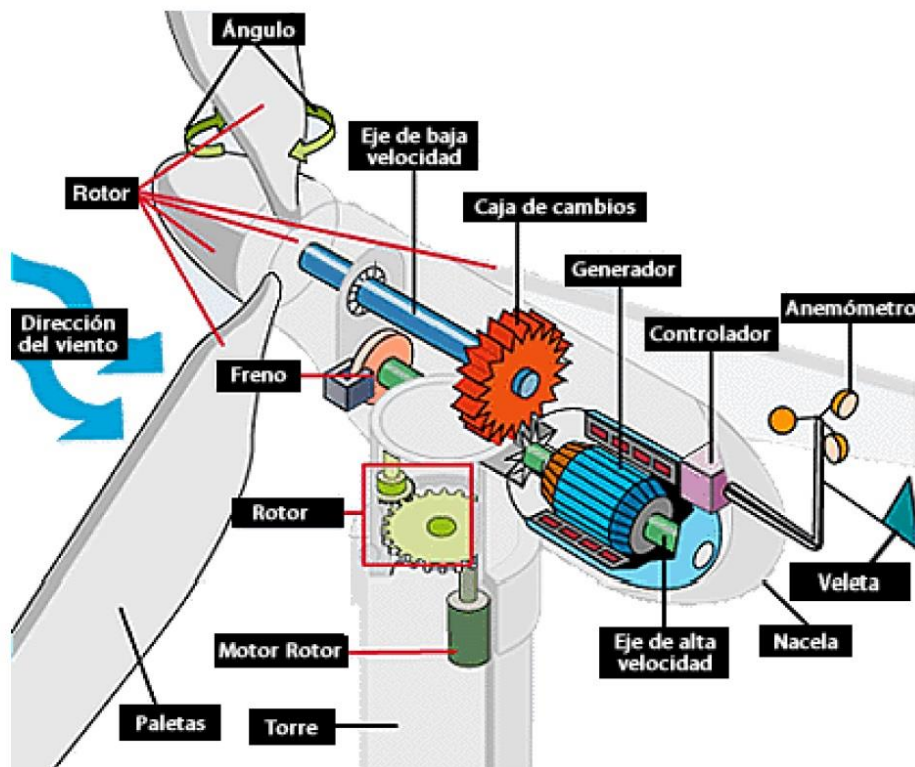


Fig. 11 Esquema molino eólico. (4)

Los molinos eólicos tienen sistemas auxiliares para orientarse según la dirección del viento y así ganar en eficiencia. (4)

4.2.3. Energía solar fotovoltaica

Los paneles solares fotovoltaicos están basados módulos hechos principalmente de silicio.

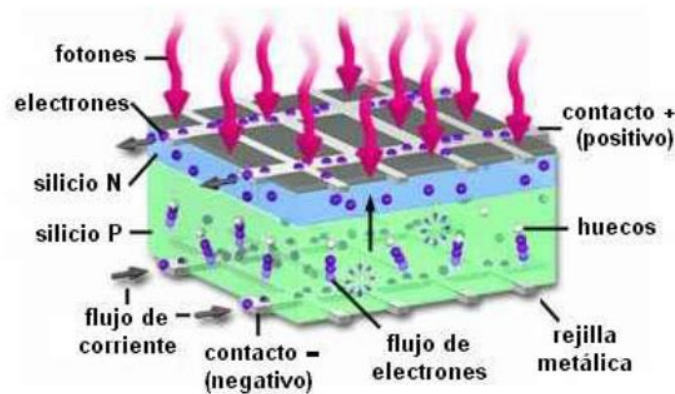


Fig. 12 Esquema panel fotovoltaico. (4)

En la parte de arriba se coloca un material tipo n (con exceso de cargas negativas) sobre el que incide la radiación solar. Los fotones inciden sobre los electrones haciéndolos circular por un circuito generando corriente continua. El circuito se cierra por la parte de debajo de los paneles donde hay un material tipo p (con exceso de cargas positivas) para que por difusión, en la placa los electrones vayan moviéndose hacia la superficie y así mantener la corriente.

La principal ventaja de la energía solar fotovoltaica es que se pueden hacer instalaciones remotas con ayuda de baterías y que no sea necesario conectarse a la red eléctrica. Su principal desventaja es que su coste es relativamente alto para la eficiencia que tienen hoy en día. (4)

4.2.4. Energía solar de alta temperatura

Se basan en calentar un fluido de trabajo para hacer funcionar un ciclo Rankine. El presente proyecto se basa en desarrollar una placa de generación directa de vapor, por ello en el siguiente punto se detallarán tanto esta como los otros tipos de centrales de energía solar de alta temperatura que existe.

5. Energía solar termoeléctrica

La energía solar termoeléctrica se basa en utilizar la irradiación solar como foco caliente para alimentar un ciclo de potencia. Para maximizar la eficiencia es necesario el uso de espejos para concentrar la radiación lo máximo posible, así como orientarlos correctamente para conseguir que la incidencia sea la más directa posible. Las pérdidas de energía en los colectores se deben principalmente a la diferencia de temperatura entre la superficie del colector y el ambiente, por lo que varían en función del día y la hora. También es crucial en este tipo de instalaciones la capacidad de aprovechar la radiación solar lo más eficientemente posible, para ello se utilizan sistemas de seguimiento para maximizar el ángulo de incidencia solar. Debido a que la incidencia no siempre puede ser la óptima, se utiliza el parámetro IAM (Incidence angle modifier – modificador del ángulo de incidencia) para calcular la radiación real que llega a los colectores.

5.1. Plantas basadas en un ciclo Rankine

Las plantas solares termoeléctricas basadas en un ciclo Rankine se basan en calentar un fluido caloportador mediante la irradiación solar para usarlo como foco caliente en un ciclo de potencia Rankine para generar electricidad.

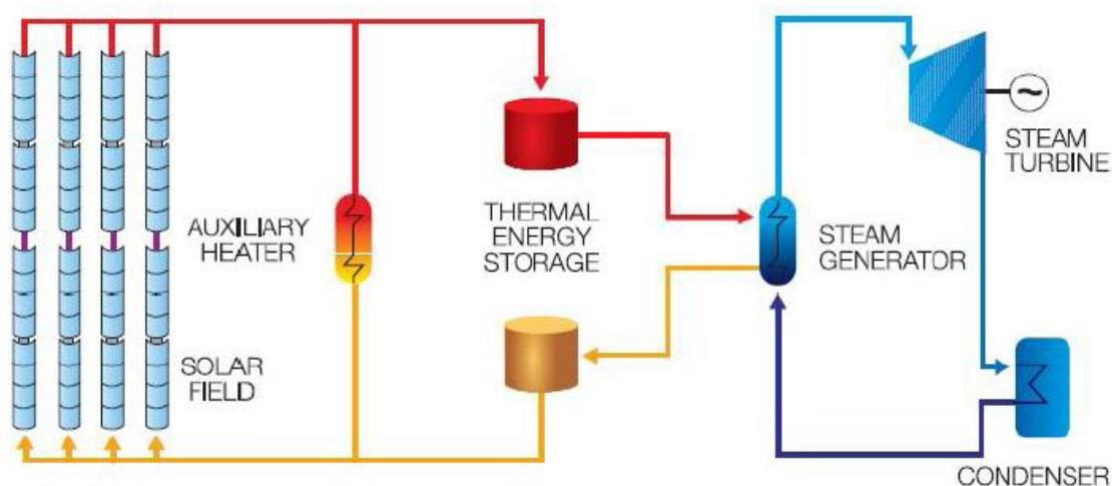


Fig. 13 Esquema simplificado de planta solar basada en un ciclo Rankine. (4)

En la figura 13 se muestran las distintas partes de la planta de potencia. En el campo solar es donde se encuentran los colectores en los que se calienta el fluido de trabajo. Este fluido se dirige a los depósitos de almacenamiento y desde ahí a un intercambiador de calor donde se genera el vapor que alimenta la turbina ya en el ciclo de potencia. En el presente proyecto, al ser una central de generación directa de vapor, el fluido que circula por el bloque de potencia es el mismo que el que circula por los colectores, por lo tanto, se evapora al pasar por ellos y carece de sistema de almacenamiento. El resto de componentes del bloque de potencia como la turbina, condensador, bomba, desgasificador o feedwaters son similares a los de cualquier otra planta que opere un ciclo Rankine y serán explicados en el apartado 4.3. (4)

5.1.1. Generación directa o indirecta

En el caso de que el mismo fluido caloportador que absorbe el calor de la radiación solar sea el fluido que circula por el resto del ciclo termodinámico, diremos que es una central de potencia

de generación directa. Si por el contrario, entre el fluido caloportador y el fluido que circula por el ciclo termodinámico se encuentra un intercambiador de calor cerrado, mediante el cual se transfiere el calor para ser usado en el ciclo, nos encontraremos ante una central de potencia de generación indirecta.

La ventaja de la generación indirecta de vapor es que su operación es más sencilla ya que se trabaja con fluidos caloportadores que están en todo momento en fase líquida. Por otro lado, las centrales de generación directa tienen un mayor rendimiento debido a que no tienen pérdidas de calor en el intercambiador de calor que si tendrían las centrales de generación indirecta. (4)

5.1.2. Sistemas de almacenamiento

A menudo, la demanda de energía eléctrica se produce a horas en las que no hay radiación solar o esta es baja. Por ello se han desarrollado sistemas de almacenamiento de energía y así poder generar electricidad en el momento requerido. Existen dos tipos de almacenamiento, en serie o en paralelo.

El almacenamiento en serie consiste en utilizar el fluido caloportador, después de pasar por los colectores solares en tanques de almacenamiento. Una vez que anochezca, que es cuando el consumo de electricidad empieza a aumentar, se utiliza el fluido almacenado para alimentar el ciclo de potencia.

El almacenamiento en paralelo o almacenamiento por sales fundidas, consiste en sobredimensionar la capacidad de los colectores, respecto a la potencia que pueden producir las turbinas. Cuando se esté calentando más fluido caloportador del que el ciclo puede transformar en electricidad, se utiliza el excedente para calentar un depósito de sales que son capaces de retener bien el calor. Cuando la irradiación empieza a disminuir lo suficiente como para el que el ciclo termodinámico no pueda funcionar a plena carga, parte del fluido caloportador que circula por los colectores se reconducirá hacia un intercambiador para calentarse con las sales fundidas que se han calentado previamente y así mantener el ciclo funcionando a plena carga. (4)

Debido a que en este proyecto se estudia una central de generación directa de vapor, no hay ningún sistema de almacenamiento, ya que a la salida de los colectores obtenemos vapor que es difícil de almacenar en comparación con otros fluidos en estado líquido.

5.1.3. Tipos de colectores

Existen tres tipos principales de colectores solares para usarlos junto a plantas de potencia con un ciclo Rankine.

5.1.3.1. Fresnel

Los colectores Fresnel consisten en varias placas rectangulares colocadas en orientación norte-sur que reflejan la irradiación concentrándola en un tubo que tienen por encima. Este tubo a su vez está rodeado por su parte superior por un segundo reflector semicircular para concentrar aún más la irradiación. Por dentro del tubo es por donde pasa el fluido caloportador que se utilizará para hacer funcionar el ciclo de potencia. Los colectores solares tienen un sistema de seguimiento para modificar su orientación este-oeste de forma que aproveche la mayor radiación solar posibles a todas las horas del día.

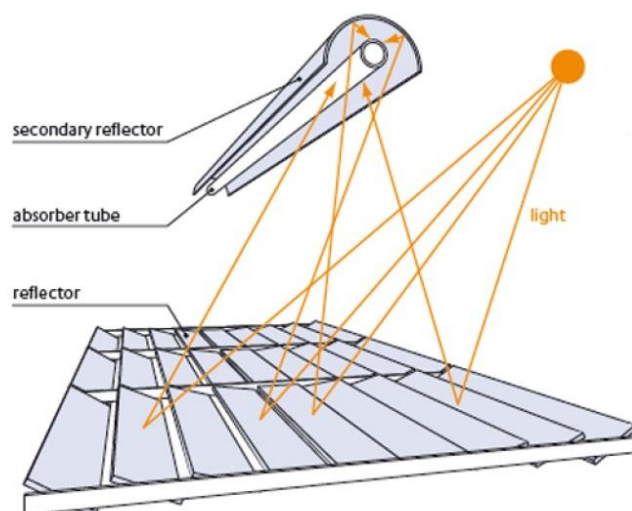


Fig. 14 Esquema colector Fresnel. (4)

La principal ventaja de los colectores Fresnel es su sencillez, lo que hace que sean baratos y de fácil instalación. Además, debido a su posición, las cargas del viento no tienen mucho efecto sobre ellos.

Los colectores tipo Fresnel suelen utilizarse en centrales de generación directa de vapor, por lo que como fluido caloportador típicamente se utiliza agua o algún tipo de aceite orgánico. (4)

5.1.3.2. Cilindro-parabólicos

Los colectores cilindro-parabólicos se basan en un reflector que se coloca rodeando por un lado el tubo de absorción por el que pasa el fluido caloportador. Se colocan en orientación norte-sur y tienen un sistema de seguimiento a un eje para ir siguiendo al Sol a las distintas horas del día.

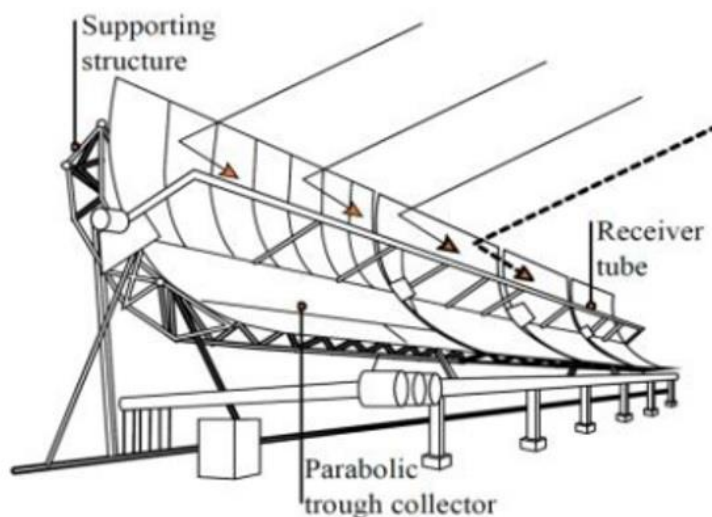


Fig. 15 Esquema colector cilindro-parabólico. (5)

A pesar de ser más caro de construir que los colectores Fresnel, también es más eficiente debido a que concentran mejor la irradiación solar. Su principal inconveniente es que requiere de una estructura de sujeción costosa ya que por su forma está muy expuesto a las cargas del viento.

Como fluido caloportador se suele utilizar agua o aceites o siliconas sintéticos. También se pueden utilizar sales fundidas en caso de que haya un sistema de almacenamiento. (4)

5.1.3.3. Torre solar

Consiste en una torre rodeada por helioestatos. Los helioestatos concentran el calor en lo alto de la torre solar, por donde se hace pasar el fluido caloportador. El fluido caloportador absorbe el calor concentrado y después se dirige a las turbinas para continuar con el ciclo termodinámico.

Los helioestatos tienen dos grados de libertad, por lo tanto, se pueden mover en dirección este-oeste dependiendo de la hora del día y en dirección norte-sur dependiendo de la época del año. Debido a esto su eficiencia es mayor que la de los colectores Fresnel y los cilindro-parabólicos.

Su principal desventaja es su gran coste y complejidad, debido a que el sistema de seguimiento es más complicado que en los casos anteriores y además, dependiendo del lugar que ocupe cada helioestato, los movimientos que deben realizar para orientarse hacia el Sol son distintos.

Como fluido caloportador se usa agua, aceites sintéticos o sales fundidas. Debido a su alto grado de concentración de la irradiación es posible también usar aire y hacer funcionar la central con un ciclo Brayton en lugar de un ciclo Rankine. (4)

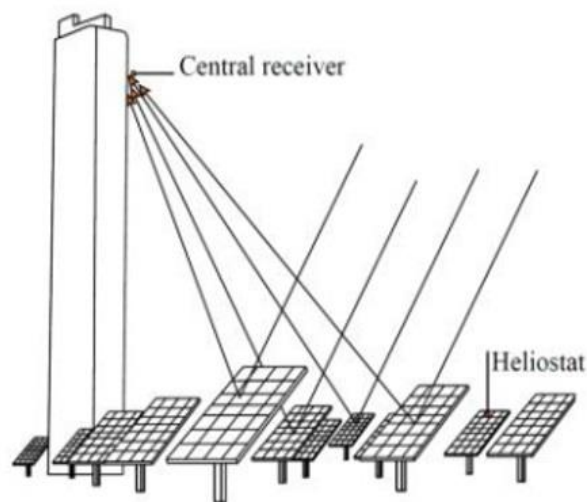


Fig. 16 Esquema torre solar. (5)

5.1.4. Tubo absorbedor

El tubo absorbedor se componen de dos tubos concéntricos. El tubo interior es un tubo metálico que recibe la radiación y cede el calor al fluido caloportador que pasa por su interior. El tubo exterior, es un tubo de vidrio que está diseñado para que deje pasar la mayor cantidad de radiación posible al tubo interior. Entre los dos tubos se hace aplica vacío para reducir las pérdidas por conducción y convección. (4)

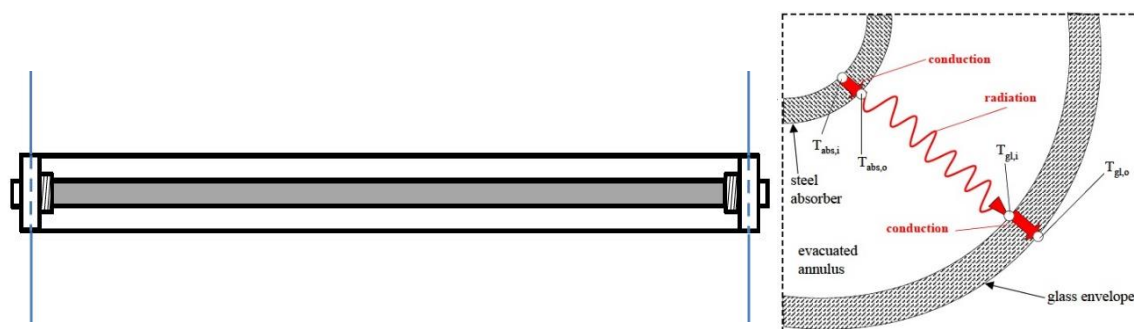


Fig. 17 Esquema tubo absorbedor (7)

5.1.5. Grado de concentración

Se define el grado de concentración como:

$$GC = \frac{\text{Área reflector}}{\text{Área receptor}} \quad \text{Ec. 1 (4)}$$

Cuanto mayor sea el grado de concentración, mayor cantidad de irradiación solar se podrá aprovechar y por tanto mayor será el rendimiento de la central. El tipo de central con mayor grado de concentración es la torre solar, seguido de los colectores cilindro parabólicos, siendo los colectores Fresnel los que tienen un grado de concentración más bajo. (4)

5.2. Dish-Stirling

Un generador Dish-Stirling consiste en un motor de combustión externa entre un foco caliente, que se consigue mediante la concentración de la irradiación solar y un foco frío que es la atmósfera. El motor se utiliza para mover un generador de energía eléctrica.

Para concentrar la irradiación sobre el foco caliente, se utiliza un reflector parabólico. Este receptor tiene un seguimiento a dos ejes. Uno sirve para variar la orientación norte-sur dependiendo de la época del año, mientras que el otro sigue la orientación este-oeste dependiendo de la hora del día.

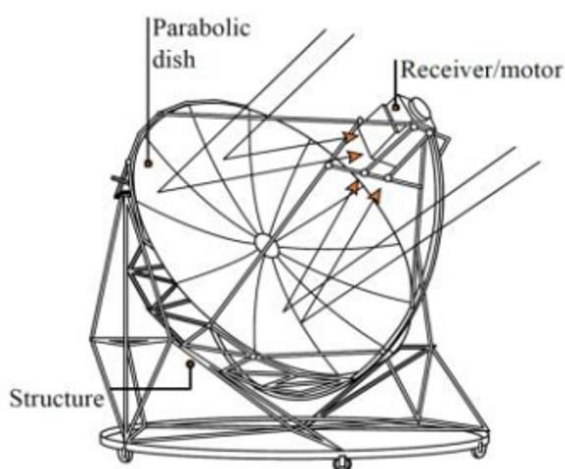


Fig. 18 Esquema generador Dish-Stirling. (5)

De las cuatro tecnologías mencionadas, la tecnología Dish-stirling es la que mejor grado de concentración tiene. Además, debido a la proximidad entre los receptores de irradiación solar y la generación de energía eléctrica, es la que menos pérdidas tiene. No obstante, la tecnología Dish-Stirling aún se encuentra en fase de investigación y desarrollo, por lo que no existen grandes plantas que hagan uso de esta tecnología por el momento. (4)

5.3. Componentes del bloque de potencia

5.3.1. Turbinas

En la central en la que se basa el presente proyecto encontramos dos turbinas, una de alta presión y otra de baja presión. Las turbinas se encargan de transformar la energía del fluido en energía eléctrica. Para ello tienen varios escalones de estator más rotor por los que va disminuyendo la presión del fluido. A medida que el fluido pasa por los rotores, los impulsa para que giren y estos a su vez hacen girar un generador eléctrico para producir electricidad. A continuación, se muestra el esquema de un escalón de una turbina a una distancia determinada del eje:

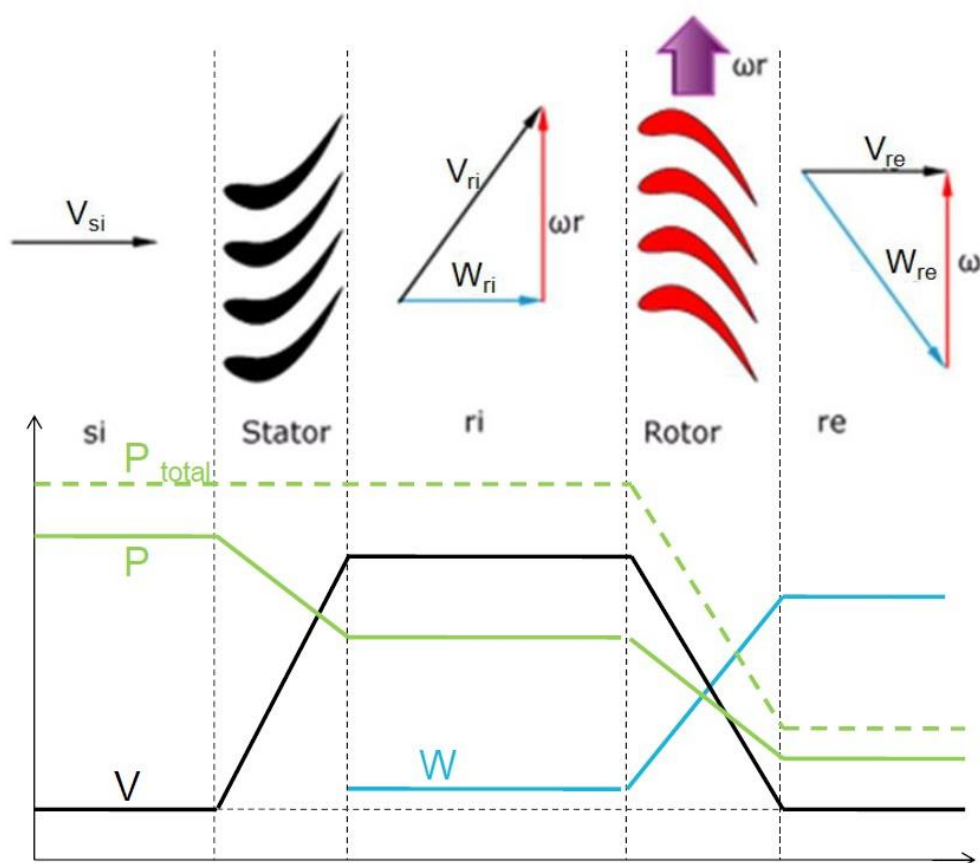


Fig. 19 Esquema escalón turbina. (3)

La componente V es la velocidad absoluta del fluido. Llega al estator con dirección axial y sale desviada debido a que sigue la forma que le impone el estator. De esta forma la velocidad absoluta llega al rotor donde se vuelve a desviar para pasar de nuevo a tener dirección axial cediendo energía a la turbina. La velocidad W es la velocidad del fluido vista desde el sistema de referencia que se mueve junto al rotor. La velocidad ωr es la velocidad que lleva el rotor en el plano representado, ω se corresponde con la velocidad de giro de la turbina y r es la distancia

al eje. En cuanto a la presión, en el estator disminuye la presión estática, pero la presión total se mantiene constante debido a que se compensa con el aumento de velocidad del fluido. En el rotor disminuye tanto la presión estática como la presión total. Es aquí donde la energía del fluido pasa a convertirse en energía cinética para mover la turbina. A medida que el fluido va pasando por los escalones de la turbina, su presión es menor, por lo tanto, ocupará más área. Por ello el área de la sección de la turbina debe ir aumentando progresivamente entre la entrada y la salida.

Debido a las peculiaridades de las turbinas de vapor, pueden surgir algunos problemas que se deben solucionar desde la fase de diseño. Los problemas más comunes son:

- Paso del fluido de intradós a extradós: Este problema tiene lugar en los álabes de los primeros escalones de la turbina de alta presión. En la zona de intradós de los álabes (la zona más cercana al eje de la turbina) la presión es mayor que en la zona de extradós (zona más alejada al eje). Por tanto, el fluido tiende a ir a la parte de fuera para no pasar por el álabe y no realizar trabajo. Para solucionar esto, se pone una banda lateral impidiendo que el fluido pase por fuera.
- Al igual que en el rotor, en el estator también hay una holgura en la parte interior por la que podría pasar el fluido. Aunque el fluido no haga trabajo en el estator, interesa que pase por ahí para modificar su velocidad y presión. Para evitar que el fluido pase por la holgura interior, se coloca un anillo que hace que el recorrido por la holgura interior sea más largo y por lo tanto requiera más trabajo que pasar por el estator. A su vez, en este anillo se añade un sello laberíntico. Consiste en que la superficie de esta zona sea irregular para de nuevo, aumentar el trabajo necesario de pasar por esta zona.
- Condensación sobre los álabes: Este fenómeno tiene lugar en la turbina de baja presión. Sobre la superficie del álabe, la presión es menor, lo que provoca que parte del fluido se condense y aparezcan gotas. Si hay demasiadas gotas se podría romper la turbina. Para solucionar este problema se recogen las gotas y se sacan de la turbina haciendo uso de la fuerza centrífuga. Estas gotas se pueden dirigir hacia los feedwaters. Hay dos métodos de eliminar estas gotas. El primero consiste en poner unos agujeros sobre la superficie del álabe por el que entran las gotas y drenarlas por el lateral. El otro método es colocar un perfil rasgado a la entrada del álabe donde las gotas se quedan atrapadas y se van moviendo hacia el exterior por la fuerza centrífuga.

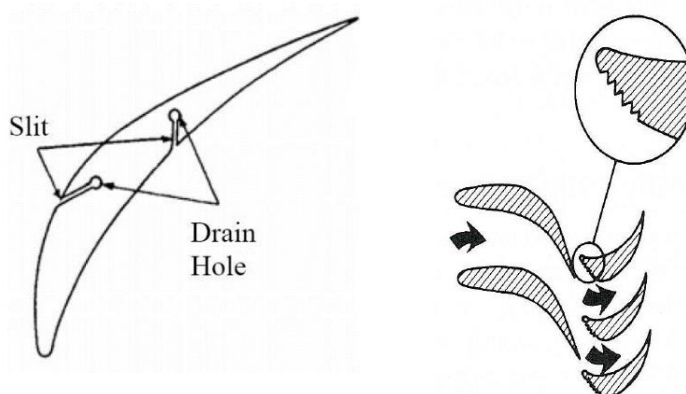


Fig. 20 Esquema agujeros de drenaje en el álabe (izda.) y perfil rasgado (dcha.) (3)

En las turbinas, además se realizan sangrados en los que parte del fluido se redirige hacia los feedwaters, que sirven para precalentar el fluido antes de entrar a la caldera, o en el caso de este proyecto a los colectores solares. Este proceso mejora el rendimiento de la central. (3)

5.3.2. Recalentador

El recalentador es un intercambiador de calor que se encuentra entre la salida de la turbina de alta presión y la entrada de baja presión. Su misión es aumentar la temperatura del fluido en caso de que el ciclo funcione con recalentamiento. El fluido que alimenta el circuito secundario, que es el que cede el calor está alimentado por el fluido que se calienta en los colectores solares.

El principal motivo por el que se diseña un ciclo con recalentamiento es disminuir la cantidad de fluido que pasa en estado bifásico por la turbina. De esta forma se disminuyen los posibles problemas que se han expuesto en el punto anterior. (3)

5.3.3. Condensador

El condensador es un intercambiador de calor de calor en el que el fluido que sale de la turbina en mezcla bifásica cede calor hasta pasar a ser líquido saturado. Para ello es necesario un flujo secundario que absorba el calor. Para aprovechar al máximo la energía del fluido en las turbinas, estas hacen que la presión caiga por debajo de la presión atmosférica, por tanto, por el circuito principal del condensar circula el fluido por debajo de una atmosfera de presión, lo que provoca que el aire presente en la atmosfera se disuelva en el fluido.

El condensador es un intercambiador de calor tubo-carcasa. Por los tubos pasa el fluido secundario que es el que absorbe calor. En la carcasa entra por la parte de arriba el vapor que va condensando estando la parte de abajo inundada. (3)

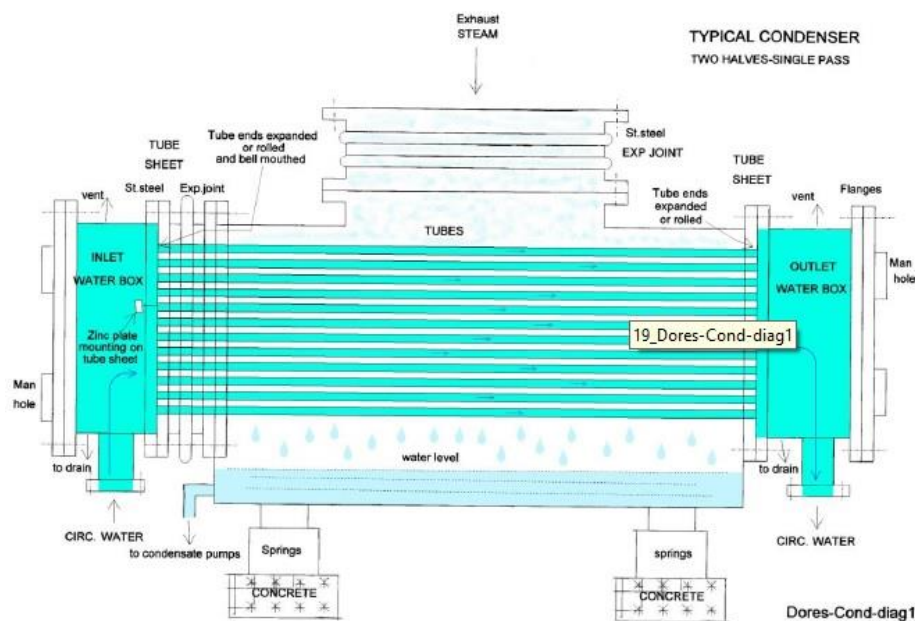


Fig. 21 Esquema condensador. (3)

5.3.4. Feedwaters

Los feedwaters son intercambiadores de calor tubo-carcasa que se utilizan para precalentar el fluido antes del desgasificador, en el caso de los de baja presión y para precalentarlo antes de los colectores en el caso de los de alta presión. Por la parte de los tubos circula el fluido del circuito principal que es el que se tiene que calentar, mientras que por la parte de la carcasa circula el fluido proveniente del drenaje de las turbinas. En la parte de los tubos, el área de la superficie interior que está en contacto con el fluido es bastante grande, por lo que se estima

una pérdida de presión de un bar en el fluido que pasa por su interior. Por otro lado, en la parte de la carcasa, el contacto es mucho menor, por lo que en esta zona la pérdida de presión se considera despreciable. (3)

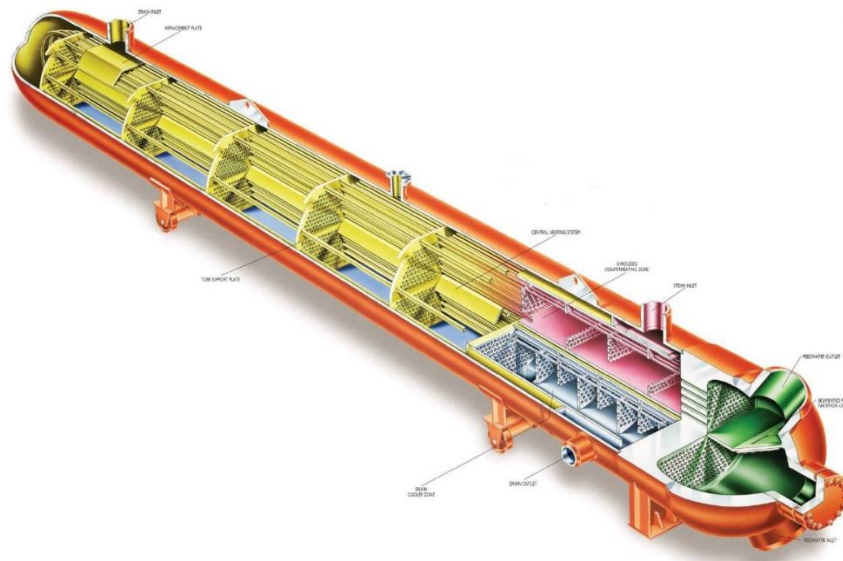


Fig. 22 Esquema feedwater. (3)

Para dimensionar los feedwater se utilizan los parámetros de diseño TTD (Terminal Temperature Difference – Diferencia de Temperatura Terminal) y DCA (Drain Cooling Approach – Aprovechamiento del Enfriamiento del Drenaje). El TTD es la diferencia entre temperatura de saturación del drenaje a la entrada del feedwater y la temperatura de salida de la línea principal, mientras que el DCA es la diferencia entre la temperatura a la entrada de la línea principal con la temperatura a la salida de la línea del drenaje.

5.3.5. Desgasificador

El aire que se ha disuelto en el agua que circula por el circuito principal del ciclo termodinámico puede producir daños en los componentes del sistema, debido a que el aire disuelto a alta temperatura puede oxidar los tubos. Esto provocaría daños principalmente en los colectores. Para eliminar el aire disuelto se incluye un degasificador en el ciclo termodinámico.

El sangrado de la turbina, así como el flujo secundario del recalentador en caso de que el ciclo funcione con recalentamiento y el drenaje de los feedwaters de alta presión entran en forma de vapor por la parte superior del desgasificador. El agua que proviene del circuito principal se mezcla con el vapor siendo pulverizada dentro del desgasificador, de esta forma se aumenta su área de contacto para mejorar la transferencia de calor y masa. Debajo del pulverizador se encuentran unas bandejas que hacen que las gotas caigan más lentamente. De esta forma se aumenta el tiempo de residencia y de nuevo se favorece el intercambio de calor y masa. Una vez que llega a la parte de abajo entra por un diafragma que se encuentra inundado para evitar la reabsorción de aire. En este punto el agua se encuentra en estado de líquido saturado sin aire disuelto y puede proseguir hacia la bomba y los feedwaters de alta presión. Cuando la presión aumenta demasiado se debe purgar el desgasificador mediante una válvula que se encuentra en la parte superior. Al realizar la purga se pierde parte del vapor de agua, por lo que cuando se realiza la purga también se debe reponer el agua perdida. (3)

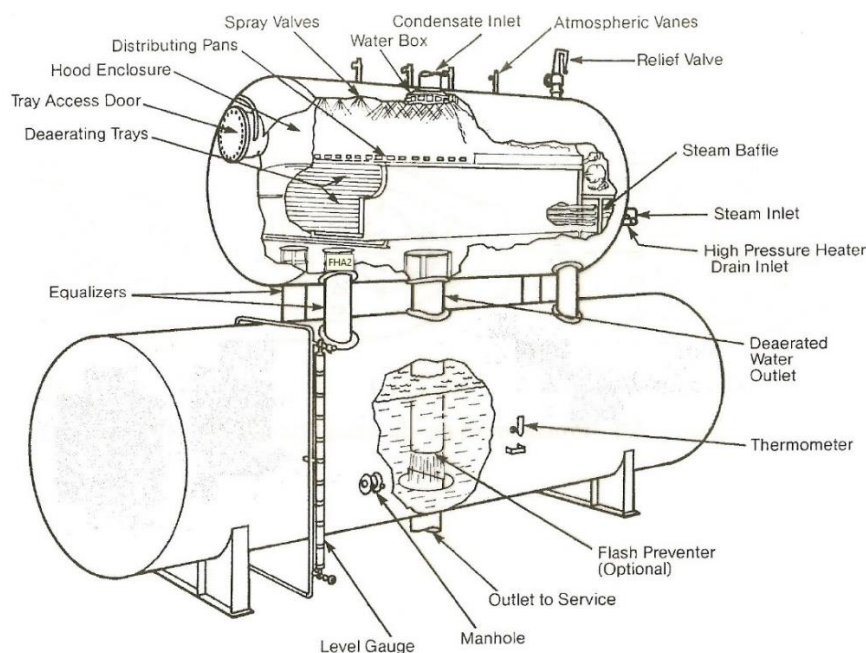


Fig. 23 Esquema desgasificador. (3)

5.3.6. Bombas

Tanto en la parte de baja presión, como en la parte de alta presión, no se coloca una sola bomba, sino un grupo de bombas que funcionan en paralelo, distribuyendo el caudal total entre todas. Las bombas se encargan de aumentar la presión del fluido, para ello utilizan un motor eléctrico que impulsa el fluido provocando el aumento de presión. En un ciclo Rankine se utilizan típicamente grupos de bombas centrífugas.

El agua entra en la dirección axial al eje que está conectado al motor eléctrico que hace funcionar la bomba. Desde esta parte entra en una voluta que tiene un rodete en su interior conectado al eje. Con el giro del eje, se mueve el fluido a través de la voluta incrementándose su presión. Debido a la fuerza centrífuga, el fluido sale por un conducto siguiendo la dirección que le impone el rodete. (3) (6)

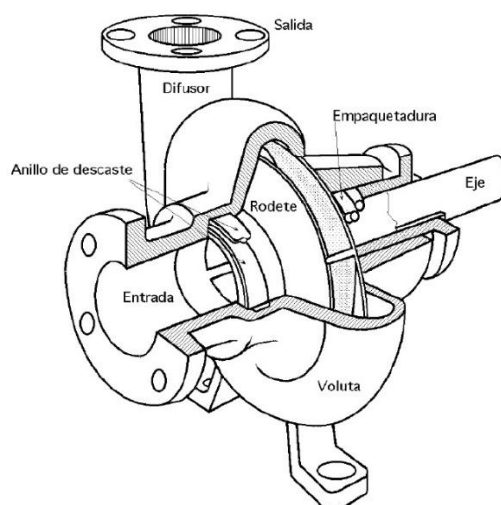


Fig. 24 Esquema bomba centrífuga. (6)

6. Análisis termodinámico del ciclo

6.1. Descripción del sistema

El sistema considerado es un ciclo Rankine con generación directa de vapor. Consta de dos turbinas, una de alta (HPT) y otra de baja presión (LPT), con varios puntos de sangrado. La presión a la que se realizan los sangrados se considera constante para cualquier condición de carga. Tras las turbinas se sitúa el condensador (COND) y la bomba de baja presión (CEP). A continuación, hay tres feedwaters de baja presión (LPH) alimentados por el sangrado de la turbina de baja presión y un desgasificador (DEA). Por último, tras el desgasificador y antes de los colectores solares (DSG) se encuentran la bomba de alta presión (BFP) y los feedwaters de alta presión (HPH) que están alimentados por los sangrados de la turbina de alta presión. Entre las turbinas se encuentra un recalentador que está conectado a salida de los colectores y por el que pasa un porcentaje del gasto másico de los colectores cuando el ciclo opera con recalentamiento. En la figura 25 se muestra un esquema del sistema. Por simplicidad de cálculo, todos los componentes serán considerados adiabáticos.

En el análisis termodinámico se van a considerar 2 casos. En el primero no habrá recalentamiento del fluido que pasa por la turbina, mientras que en el segundo habrá un recalentamiento de $DOR(Degrees\ of\ reheating) = 100\ K$. Para el caso sin recalentamiento no se consideran las líneas discontinuas de la figura, por lo que los puntos 31, 32 y 33 no existirán y el punto 1 será el mismo que el punto 30. Para el caso con recalentamiento, se considera que el porcentaje de gasto másico que circula por 31 respecto al que circula por los colectores “x” es de un 9% (en el apartado 7, conociendo los resultados, se discute porque un 9% es la mejor elección).

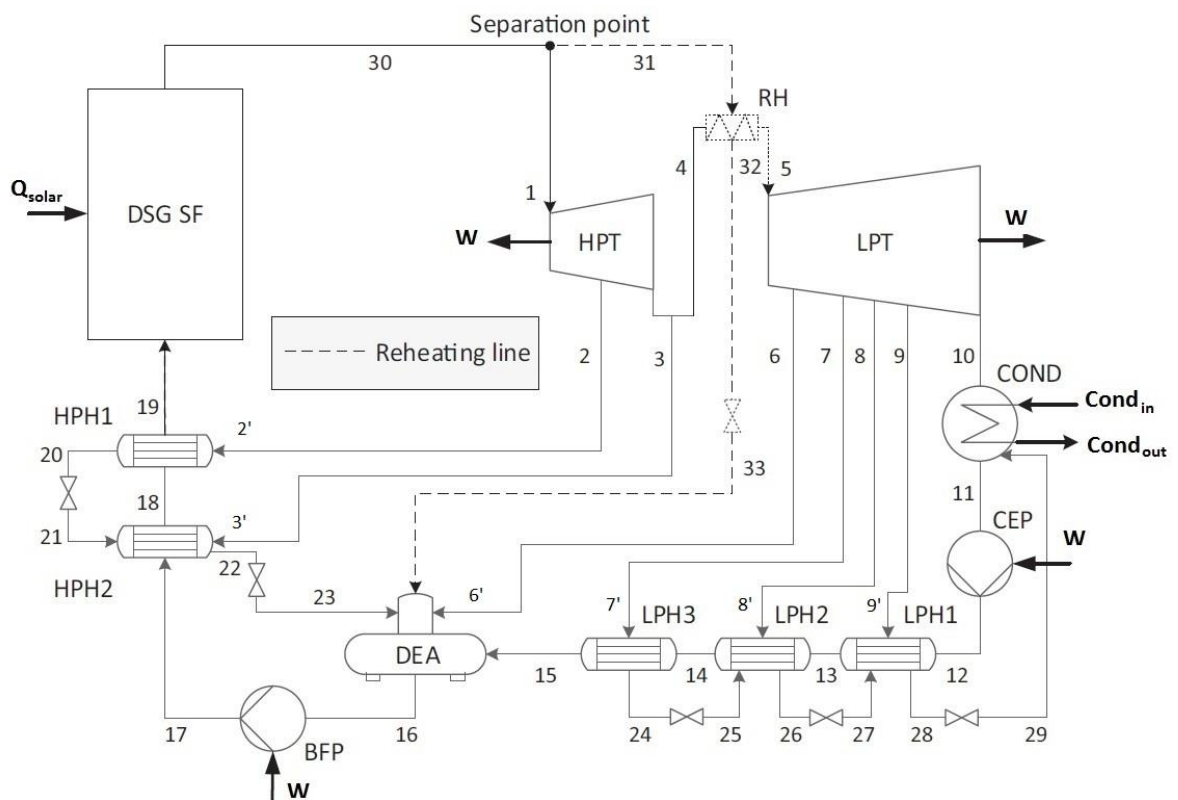


Fig. 25 Esquema planta termosolar. (1)

6.2. Componentes del sistema

Especificaciones de los colectores solares (modelo PTR70) (7)

Número de módulos por colector	24
Número de colectores por bucle	10
Número de bucles	38
Longitud del módulo	$l_{\text{módulo}} = 4,08 \text{ m}$
Ancho del módulo	$a_{\text{módulo}} = 5,75 \text{ m}$
Presión de entrada en los colectores	$P_{\text{colec}_{in}} = 110 \text{ bar}$
Rendimiento óptico de los colectores	$\eta_{SF} = 75\%$

Especificaciones y puntos de diseño de las turbinas (1)

Presión entrada de la turbina de alta presión	$P_{HPT_{in}} = 100 \text{ bar}$
Temperatura entrada de la turbina de alta presión	$T_{HPT_{in}} = 673,2 \text{ K}$
Rendimiento de la turbina de alta presión	$\eta_{HPT} = 85,5\%$
Rendimiento de la turbina de baja presión	$\eta_{LPT} = 89,5\%$
Rendimiento generador eléctrico	$\eta_e = 98\%$
Presión puntos de sangrado respecto a la entrada de HPT, caída de presión en la línea	
Extracción 2	0,5044 x IP/2,5
Extracción 3	0,2289 x IP/3
Extracción 6	0,0972 x IP/4,5
Extracción 7	0,0403 x IP/3
Extracción 8	0,0136 x IP/3
Extracción 9	0,003846 x IP/3,4

Especificaciones puntos de diseño del condensador (1)

Presión del circuito principal	$P_{\text{cond}} = 0,08 \text{ bar}$
Presión del circuito secundario	$P'_{\text{cond}} = 1 \text{ atm}$
Temperatura de entrada del circuito secundario	$T_{\text{cond}_{in}} = 20^\circ \text{C}$
Variación de temperatura en el circuito secundario	$\Delta T = 15^\circ \text{C}$

Especificaciones de los Feedwaters (1)

Diferencia de temperatura terminal	$TTD = 1,5 \text{ K}$
Aprovechamiento del enfriamiento del drenaje	$DCA = 5 \text{ K}$
Perdida de carga	$\Delta P = 1 \text{ bar}$

Especificaciones de las bombas (1)

Rendimiento de la bomba de baja presión	$\eta_{CEP} = 75\%$
Rendimiento de la bomba de alta presión	$\eta_{BFP} = 78\%$

6.3. Metodología de análisis

6.3.1. Cálculo de las temperaturas, presiones, entalpías y entropías en todos los puntos del ciclo

Con los datos del punto 6.2 se puede calcular la temperatura, presión entalpía y entropía del fluido de trabajo en cada punto del ciclo termodinámico. El fluido que circula por el ciclo es agua y gracias al modelo de sustancia del agua podemos sacar todas las propiedades de un punto siempre que dos de ellas sean conocidas. Para ello se hará uso de la herramienta Coolprop (8), la cual se puede integrar en Matlab. El punto 1 corresponde a las condiciones requeridas a la entrada de la turbina, por lo tanto, sus propiedades son elegidas por diseño.

De los puntos 2, 3 y 4, 6, 7, 8 y 9 se conocen las presiones de sangrado de las turbinas. Para calcular su entalpía se hace uso el rendimiento isentrópico de las turbinas. El valor del rendimiento isentrópico de una turbina es el cociente entre la potencia real que produce y la que produciría en caso de que la que entropía fuese constante. Tanto en el caso real como en el isentrópico, el gasto másico que circularía por la turbina sería el mismo, por lo que se puede eliminar de la ecuación. Para resolverlo, primero hay que obtener la entalpía en condiciones isentrópicas con la entropía y la presión y conociendo el rendimiento, se puede obtener la entalpía real. Una vez conocida la presión y la entalpía se puede calcular la temperatura y la entropía haciendo uso del modelo de sustancia. Para calcular el punto 5, solo hay que sumar el valor de DOR a la temperatura de 4 y se mantiene la misma presión.

En los puntos 2', 3', 6', 7', 8' y 9' se produce una expansión isoentálpica respecto al sangrado correspondiente de las turbinas. Para calcular las propiedades de estos puntos, se conoce la bajada de presión que se produce en las líneas y que la entalpía permanece constante.

En el punto 10 se conoce la presión a la que trabaja el condensador y el resto de propiedades se calculan de forma análoga a los puntos de sangrado de la turbina. Por su parte, el punto 11, que corresponde a la salida del condensador, está a la misma presión que el condensador y se encuentra en forma de líquido saturado. Con estas dos propiedades y gracias al modelo de sustancia del agua se conoce el valor de temperatura, entalpía y entropía.

Para calcular las propiedades del fluido a la salida de las bombas, se utiliza el rendimiento isentrópico de las mismas. El rendimiento isentrópico de una bomba es el cociente de la potencia consumida por la bomba en el caso real entre la potencia consumida si fuese un proceso isentrópico. Al igual que en las turbinas, el gasto másico se simplifica de la ecuación. Siendo conocidas las propiedades a la entrada de las bombas y el aumento de presión deseado en cada una, se puede obtener la entalpía en condiciones isentrópicas a la salida y con este valor las entalpías reales a la salida de las bombas. La presión deseada a la salida de la bomba de baja presión es la presión a la que se encuentra el desgasificador y va marcada por la presión del punto 6'. A esta presión hay que sumarle la pérdida de presión que tendrá lugar en los tres feedwaters que se encuentran entre la salida de la bomba y la entrada del desgasificador. A su vez, la presión de salida de la bomba de alta presión viene marcada por la presión requerida a la entrada de los colectores, más la pérdida de presión que se produce en los feedwaters que se encuentran entre la salida de la bomba y la entrada a la turbina. La presión requerida a la entrada de los colectores ya tiene en cuenta la presión que se pierde en los mismos, para conseguir que la presión de salida de los colectores sea la requerida en la turbina.

La temperatura de salida de la línea principal de los feedwaters se relaciona mediante el parámetro TTD con la temperatura de saturación que alimenta la línea de drenaje. Como

también se conoce la caída de presión en la línea principal de los feedwaters, se conocen los valores de temperatura y presión a la salida de la línea principal de los feedwaters, por tanto, se pueden calcular el resto de propiedades. La temperatura a la salida de la línea de drenaje de los feedwaters se relaciona con la temperatura a la entrada de la línea principal mediante el parámetro DCA. Considerando despreciable la caída de presión en la línea de drenaje, también se conoce la presión en estos puntos, por lo tanto, conociendo estos dos parámetros, se pueden obtener el resto a través del modelo de sustancia del agua.

Los puntos 21, 23, 25, 27 y 28 corresponden a una expansión isoentálpica, por tanto, se calculan de forma análoga a los puntos de entrada de drenaje en los feedwaters.

La salida del desgasificador, punto 16 se calcula sabiendo la presión a la que trabaja el desgasificador y que debido a las propiedades del desgasificador se encuentra en líquido saturado. Conociendo estos dos parámetros se pueden calcular el resto haciendo uso del modelo de sustancia del agua.

El punto 31 tiene las mismas propiedades que los puntos 30 y 1. Por su parte el punto 32 se calcula haciendo uso de un balance de energía en el recalentador. Dicho balance se detallará más adelante junto a los balances de energía del resto de componentes. El punto 33 es una expansión isoentálpica del punto 32 y se calcula de la misma forma que el resto de expansiones que aparecen en este ciclo.

A continuación, se muestra una tabla con las ecuaciones necesarias para calcular la temperatura, la presión, la entalpía y la entropía en todos los puntos del ciclo termodinámico:

1	$T_1 = T_{HPT_{in}}$	$P_1 = P_{HPT_{in}}$	$h_1 = f(P_1, T_1)$	$s_1 = f(P_1, T_1)$
2	$T_2 = f(P_2, h_2)$	$P_2 = 0,5044 \cdot P_1$	$\eta_{HPT} = \frac{h_1 - h_2}{h_1 - h_{2s}}$ $h_{2s} = f(P_2, s_1)$	$s_2 = f(P_2, T_2)$
	$T'_2 = f(P'_2, h'_2)$			
2'	$T'_{2sat} = f(P'_2, Vap. sat.)$ $Vap. sat.: \chi = 1$	$P'_2 = 0,975 \cdot P_2$	$h'_2 = h_2$	$s'_2 = f(P'_2, h'_2)$
3	$T_3 = f(P_3, h_3)$	$P_3 = 0,2289 \cdot P_1$	$\eta_{HPT} = \frac{h_2 - h_3}{h_2 - h_{3s}}$ $h_{3s} = f(P_3, s_2)$	$s_3 = f(P_3, T_3)$
3'	$T'_3 = f(P'_3, h'_3)$ $T'_{3sat} = f(P'_3, Vap. sat.)$	$P'_3 = 0,97 \cdot P_3$	$h'_3 = h_3$	$s'_3 = f(P'_3, h'_3)$

4	$T_4 = T_3$	$P_4 = P_3$	$h_4 = h_3$	$s_4 = s_3$
5	$T_5 = T_4 + DOR$	$P_5 = P_4$	$h_5 = f(P_5, T_5)$	$s_5 = f(P_5, T_5)$
6	$T_6 = f(P_6, h_6)$	$P_6 = 0,0972 \cdot P_1$	$\eta_{LPT} = \frac{h_5 - h_6}{h_5 - h_{6s}}$ $h_{3s} = f(P_6, s_5)$	$s_6 = f(P_6, T_6)$
6'	$T'_6 = f(P'_6, h'_6)$	$P'_6 = 0,955 \cdot P_6$ $P'_6 = P_{DEA}$	$h'_6 = h_6$	$s'_6 = f(P'_6, h'_6)$
7	$T_7 = f(P_7, h_7)$	$P_7 = 0,0403 \cdot P_1$	$\eta_{LPT} = \frac{h_6 - h_7}{h_6 - h_{7s}}$ $h_{3s} = f(P_7, s_6)$	$s_7 = f(P_7, T_7)$
7'	$T'_7 = f(P'_7, h'_7)$ $T'_{7sat} = f(P'_7, Vap. sat.)$	$P'_7 = 0,97 \cdot P_7$	$h'_7 = h_7$	$s'_7 = f(P'_7, h'_7)$
8	$T_8 = f(P_8, h_8)$	$P_8 = 0,0136 \cdot P_1$	$\eta_{LPT} = \frac{h_7 - h_8}{h_7 - h_{8s}}$ $h_{3s} = f(P_8, s_7)$	$s_8 = f(P_8, T_8)$
8'	$T'_8 = f(P'_8, h'_8)$ $T'_{8sat} = f(P'_8, Vap. sat.)$	$P'_8 = 0,97 \cdot P_8$	$h'_8 = h_8$	$s'_8 = f(P'_8, h'_8)$
9	$T_9 = f(P_9, h_9)$	$P_9 = 0,003846 \cdot P_1$	$\eta_{LPT} = \frac{h_8 - h_9}{h_8 - h_{9s}}$ $h_{3s} = f(P_9, s_8)$	$s_9 = f(P_9, T_9)$
9'	$T'_9 = f(P'_9, h'_9)$ $T'_{9sat} = f(P'_9, Vap. sat.)$	$P'_9 = 0,965 \cdot P_9$	$h'_9 = h_9$	$s'_9 = f(P'_9, h'_9)$

10	$T_{10} = f(P_{10}, h_{10})$	$P_{10} = P_{cond}$	$\eta_{LPT} = \frac{h_9 - h_{10}}{h_9 - h_{10s}}$ $h_{3s} = f(P_{10}, s_9)$	$s_{10} = f(P_{10}, T_{10})$
11	$T_{11} = f(P_{11}, \text{Líqu. sat.})$ $\text{Líqu. sat.}: \chi = 0$	$P_{11} = P_{cond}$	$h_{11} = f(P_{11}, \text{Líqu. sat.})$	$s_{11} = f(P_{11}, \text{Líqu. sat.})$
12	$T_{12} = f(P_{12}, h_{12})$	$P_{12} = P_{DEA} + 3\Delta P$	$\eta_{CEP} = \frac{h_{12s} - h_{11}}{h_{12} - h_{11}}$ $h_{12s} = f(P_{12}, s_{11})$	$s_{12} = f(P_{12}, h_{12})$
13	$TTD = T'_{9sat} - T_{13}$	$P_{13} = P_{12} - \Delta P$	$h_{13} = f(T_{13}, P_{13})$	$s_{13} = f(T_{13}, P_{13})$
14	$TTD = T'_{8sat} - T_{14}$	$P_{14} = P_{13} - \Delta P$	$h_{14} = f(T_{14}, P_{14})$	$s_{14} = f(T_{14}, P_{14})$
15	$TTD = T'_{7sat} - T_{15}$	$P_{15} = P_{14} - \Delta P$	$h_{15} = f(T_{15}, P_{15})$	$s_{15} = f(T_{15}, P_{15})$
16	$T_{16} = f(P_{16}, \text{Líqu. sat.})$	$P_{16} = P_{DEA}$	$h_{16} = f(P_{16}, \text{Líqu. sat.})$	$s_{16} = f(P_{16}, \text{Líqu. sat.})$
17	$T_{17} = f(P_{17}, h_{17})$	$P_{17} = P_{colec_{in}} + 2\Delta P$	$\eta_{BFP} = \frac{h_{17s} - h_{16}}{h_{17} - h_{16}}$ $h_{17s} = f(P_{17}, s_{16})$	$s_{17} = f(P_{17}, h_{17})$
18	$TTD = T'_{3sat} - T_{17}$	$P_{18} = P_{17} - \Delta P$	$h_{18} = f(T_{18}, P_{18})$	$s_{18} = f(T_{18}, P_{18})$
19	$TTD = T'_{2sat} - T_{18}$	$P_{19} = P_{18} - \Delta P$	$h_{19} = f(T_{19}, P_{19})$	$s_{19} = f(T_{19}, P_{19})$

20	$DCA = T_{20} - T_{18}$	$P_{20} = P'_2$	$h_{20} = f(T_{20}, P_{20})$	$s_{20} = f(T_{20}, P_{20})$
21	$T_{21} = f(P_{21}, h_{21})$	$P_{21} = P'_3$	$h_{21} = h_{20}$	$s_{21} = f(P_{21}, h_{21})$
22	$DCA = T_{22} - T_{16}$	$P_{22} = P'_3$	$h_{22} = f(T_{22}, P_{22})$	$s_{22} = f(T_{22}, P_{22})$
23	$T_{23} = f(P_{23}, h_{23})$	$P_{23} = P_{DEA}$	$h_{22} = h_{23}$	$s_{23} = f(P_{23}, h_{23})$
24	$DCA = T_{24} - T_{14}$	$P_{24} = P'_7$	$h_{24} = f(T_{24}, P_{24})$	$s_{24} = f(T_{24}, P_{24})$
25	$T_{25} = f(P_{25}, h_{25})$	$P_{25} = P'_8$	$h_{25} = h_{24}$	$s_{25} = f(P_{25}, h_{25})$
26	$DCA = T_{26} - T_{13}$	$P_{26} = P'_8$	$h_{26} = f(T_{26}, P_{26})$	$s_{26} = f(T_{26}, P_{26})$
27	$T_{27} = f(P_{27}, h_{27})$	$P_{27} = P'_9$	$h_{27} = h_{26}$	$s_{27} = f(P_{27}, h_{27})$
28	$DCA = T_{28} - T_{12}$	$P_{28} = P'_9$	$h_{28} = f(T_{28}, P_{28})$	$s_{28} = f(T_{28}, P_{28})$
29	$T_{29} = f(P_{29}, h_{29})$	$P_{29} = P_{cond}$	$h_{29} = h_{28}$	$s_{29} = f(P_{29}, h_{29})$
30	$T_{30} = T_1$	$P_{30} = P_1$	$h_{30} = h_1$	$s_{30} = s_1$
31	$T_{31} = T_1$	$P_{31} = P_1$	$h_{31} = h_1$	$s_{31} = s_1$

32	$T_{32} = f(P_{32}, h_{32})$	$P_{32} = P_{31}$	h_{32} : Se calcula con el balance de energía en RH	$s_{32} = f(P_{32}, h_{32})$
33	$T_{33} = f(P_{33}, h_{33})$	$P_{33} = P_{DEA}$	$h_{33} = h_{32}$	$s_{33} = f(P_{33}, h_{33})$

En la figura 26 se muestra el modelo de sustancia del agua con los principales puntos del ciclo en el caso sin recalentamiento, mientras que en la figura 27 se muestran en el caso con recalentamiento:

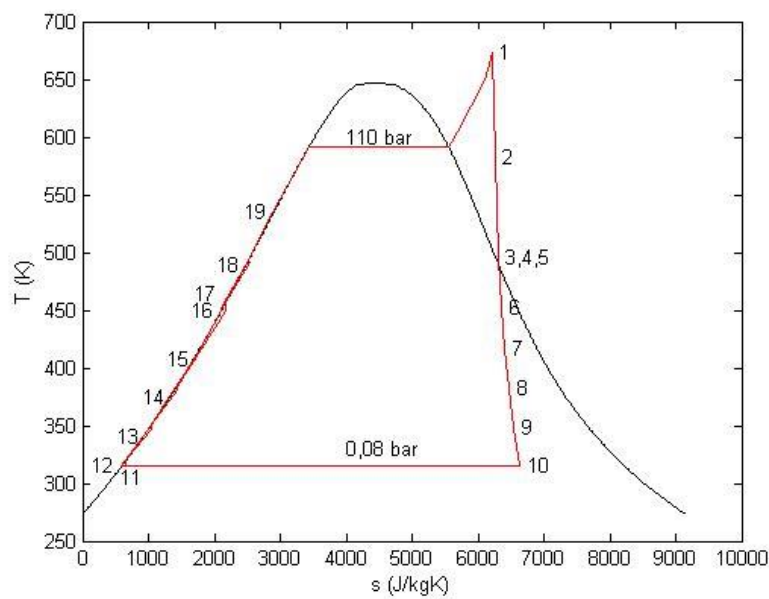


Fig. 26 Diagrama T-s sin recalentamiento.

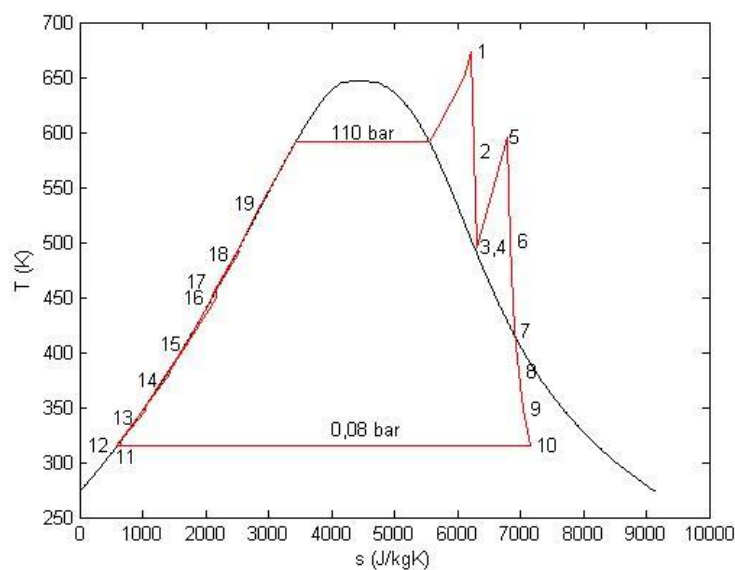


Fig. 27 Diagrama T-s con recalentamiento.

6.3.2. Colectores solares

Para modelar la planta termosolar se escogen colectores del tipo cilindro-parabólicos. Se considerará que está situada en Madrid (latitud 40,4°) durante un día típico de marzo. Para ello se obtienen los datos de temperatura e irradiación de la base de datos del instituto para la energía y transporte de la comisión europea (9). Para el valor de la irradiación se toma como dato el parámetro DNIc (direct normal irradiation – clear sky) que es la irradiación por unidad de área recibida en un plano normal a la dirección de los rayos solares en un día sin nubes. Debido a que los colectores están colocados en orientación N-S, este valor de irradiación es el más representativo de la que reciben los colectores. Estos valores se han tomado con el cielo despejado.

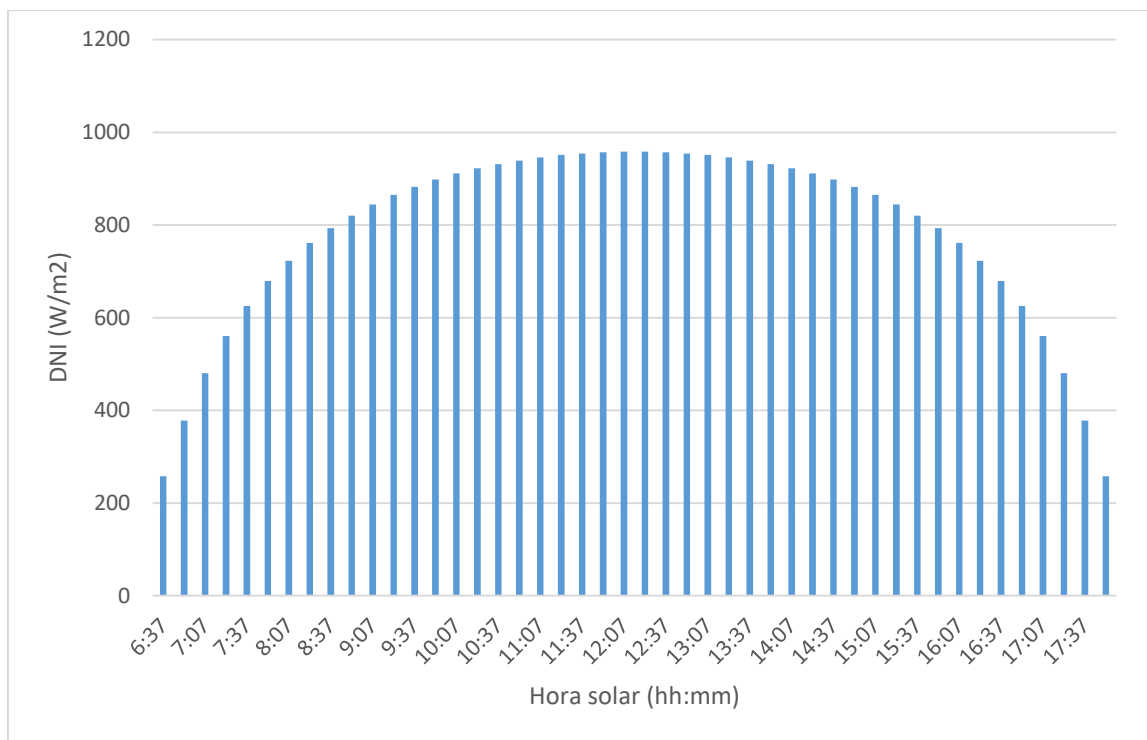


Fig. 28 DNIc vs Hora solar. (9)

La instalación consta de 38 bucles, habiendo 10 colectores por bucle. Los 3 primeros colectores están destinados a precalentar el fluido hasta su punto de ebullición, los 5 siguientes son en los que tiene lugar en cambio de fase y en los dos últimos es donde se recalienta el vapor saliendo a la temperatura y presión requeridas en la turbina. Cada colector consta de 24 módulos. A continuación, se muestra un esquema de la configuración de los bucles:

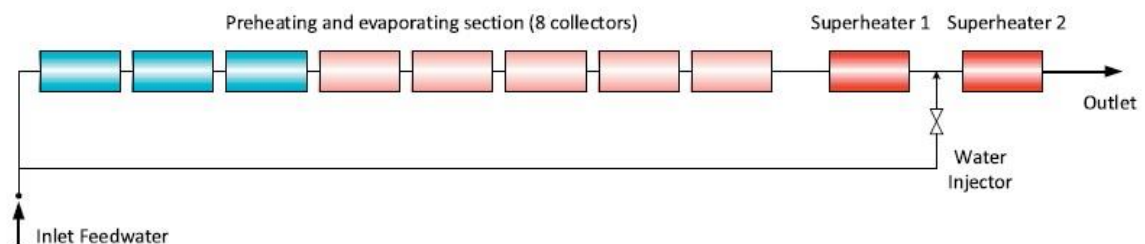


Fig. 29 Configuración bucle. (1)

El calor recibido en los tubos de los colectores solares es:

$$\dot{Q}_{solar} = DNIC \cdot A \cdot \eta_{op} \cdot \cos(\theta) \cdot IAM \quad Ec. 2 (7)$$

Siendo A, el área total de la apertura del espejo de los colectores, η_{op} el rendimiento óptico de los colectores igual a 75%, θ el ángulo cenital e IAM el modificador del ángulo de incidencia. El parámetro IAM se calcula como:

$$IAM = \min \left(1, \frac{\cos(\theta) + 0,000884 \cdot \theta + 0,0000537 \cdot \theta^2}{\cos(\theta)} \right) \quad Ec. 3 (7)$$

En el numerador del parámetro IAM se incluye la profundidad respecto al plano de la apertura del colector, debido a que este efecto ya está considerado en la expresión para calcular el calor recibido, en el numerador aparece el coseno del ángulo cenital para contrarrestarlo. (7)

Para calcular el ángulo cenital es necesario conocer el ángulo horario (ω), la declinación (δ) y la latitud (Φ):

$$\delta = 23,45 \cdot \sin \left(\frac{360}{365} \cdot (284 + n) \right) \quad Ec. 4 (4)$$

Siendo n el número del día del año, en este caso toma el valor de 80, que corresponde al 21 de marzo.

$$\omega = 15 \cdot (ts - 12) \quad Ec. 5 (4)$$

Siendo ts la hora solar. Por lo tanto, el ángulo cenital se calcula como:

$$\theta = \cos^{-1}(\sin(\phi) \cdot \sin(\delta) + \cos(\phi) \cdot \cos(\delta) \cdot \cos(\omega)) \quad Ec. 6 (4)$$

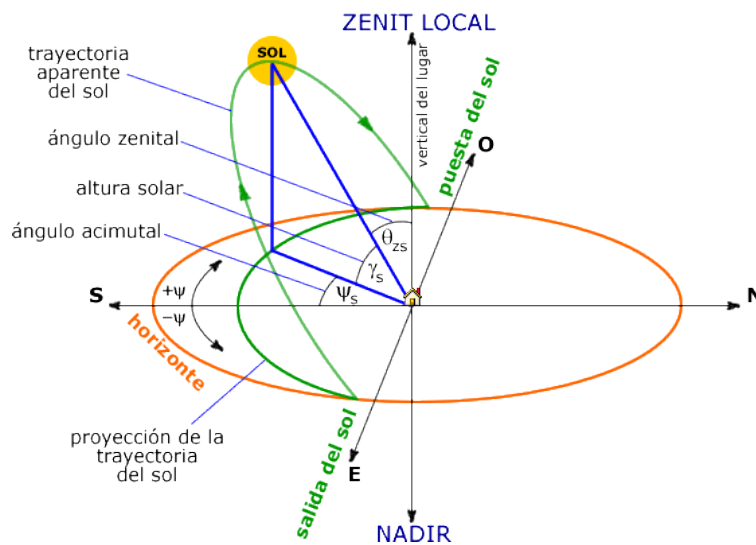


Fig. 30 Ángulos solares. (4)

6.3.2.1. Pérdidas en los colectores

Parte del calor que llega a la superficie de los tubos por los que pasa el fluido de trabajo, se pierde debido a que estos tubos también emiten radiación. Estas pérdidas dependen de la temperatura del fluido que pasa por el interior de los colectores y de la temperatura ambiente. Para estimar estas pérdidas se hace uso de una correlación obtenida experimentalmente en el trabajo de Burkholder y Kutscher (7):

$$\dot{Q}_{loss} = 0,39 \cdot (T_{abs} - T_{amb}) + (1,21 \cdot 10^{-8}) \cdot (T_{abs} - T_{amb})^4 \quad \text{Ec. 7 (7)}$$

Siendo \dot{Q}_{loss} las pérdidas producidas por unidad de longitud (W/m), T_{abs} la temperatura del fluido que circula por el interior de los colectores y T_{amb} la temperatura ambiental. Esta correlación está obtenida utilizando un fluido de trabajo sintético llamado VP1. Debido a que en la correlación sólo se utiliza la temperatura del fluido y estas se encuentran en el mismo rango que las requeridas en la instalación, se considera que esta estimación es válida para el presente modelo.

Siendo conocidas la temperatura de entrada, la de salida que es la requerida por la turbina y la temperatura de evaporación, debido a que es conocida la presión que lleva el fluido, podemos estimar la temperatura media de cada colector:

Precalentamiento			Evaporadores	Sobrecalentamiento	
1	2	3	4 - 8	9	10
270,8 °C	289,7 °C	308,6 °C	318 °C	338,5 °C	379,5 °C

La temperatura en los evaporadores es constante debido al cambio de fase, en los otros colectores se estima que la temperatura va variando de forma lineal.

En el modelo de la central térmica se considera que las condiciones de temperatura y presión a la salida de los colectores son constantes para cualquier nivel de irradiación. A medida que la irradiación aumenta, se aumentara el flujo que circula por los colectores para aprovechar el mayor calor recibido. Sin embargo, habrá horas al amanecer y al atardecer en los que la radiación recibida no sea suficiente para alcanzar la temperatura deseada. Por lo tanto, las pérdidas estimadas serían mayores que el calor recibido, lo cual no es coherente. Debido a esto, en estos puntos, la central permanecerá parada.

6.3.3. Balances de energía de todos los componentes

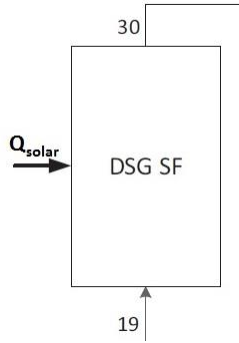
Una vez conocidas las entalpías en todos los puntos, se calculan los balances de energía en cada componente. Los balances de energía sirven para calcular el gasto másico que circula por cada punto del circuito. El gasto másico dependerá de la irradiación que llega hasta los colectores, por lo tanto, variara dependiendo del día y la hora. Con los balances de energía también se obtiene la potencia producida en las turbinas, la consumida en las bombas y el calor intercambiado.

Para hacer cada balance de energía se parte del primer principio de la termodinámica aplicándolo al volumen de control de cada componente:

$$\Delta U = \dot{Q} + \dot{W} + \sum_{in} \dot{m}_{in} \cdot \left(h_{in} + \frac{1}{2} \cdot V_{in}^2 + g \cdot z_{in} \right) - \sum_{out} \dot{m}_{out} \cdot \left(h_{out} + \frac{1}{2} \cdot V_{out}^2 + g \cdot z_{out} \right) \quad \text{Ec. 8}$$

Por simplicidad, en todos los componentes se considera despreciable la variación de energía cinética y potencial. Como todos los componentes funcionan en estado estacionario, la variación de energía interna es cero. A continuación, se muestran los balances de energía de todos los componentes para los casos con recalentamiento y sin recalentamiento.

DSG
SF



$$N^{\circ}_{\text{módulos}} = N^{\circ}_{\text{módulos/colector}} \cdot N^{\circ}_{\text{colectores/bucle}} \cdot N^{\circ}_{\text{bucles}}$$

$$\dot{Q}_{\text{solar}} = DN I_c \cdot A \cdot \eta_{op} \cdot \cos(\theta) \cdot IAM$$

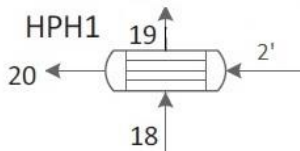
$$\dot{Q}_{\text{loss}} = 0,39 \cdot (T_{\text{abs}} - T_{\text{amb}}) + (1,21 \cdot 10^{-8}) \cdot (T_{\text{abs}} - T_{\text{amb}})^4$$

$$\dot{Q}_{\text{colec}} = \dot{Q}_{\text{solar}} - \dot{Q}_{\text{loss}} \cdot (N^{\circ}_{\text{módulos}} \cdot l_{\text{módulo}})$$

$$\dot{m}_{19} = \dot{m}_{30} = \dot{m}_{\text{colec}}$$

$$\dot{Q}_{\text{colec}} = \dot{m}_{\text{colec}} \cdot (h_{30} - h_{19})$$

HPH1

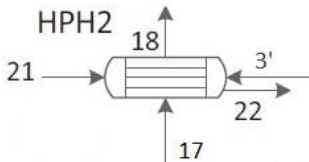


$$\dot{m}_{18} = \dot{m}_{19} = \dot{m}_{\text{colec}}$$

$$\dot{m}_2 = \dot{m}_{20}$$

$$\dot{m}_2 \cdot (h'_2 - h_{20}) = \dot{m}_{\text{colec}} \cdot (h_{19} - h_{18})$$

HPH2



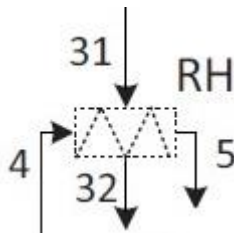
$$\dot{m}_{17} = \dot{m}_{18} = \dot{m}_{\text{colec}}$$

$$\dot{m}_{21} = \dot{m}_{20}$$

$$\dot{m}_3 + \dot{m}_{21} = \dot{m}_{22}$$

$$\dot{m}_3 \cdot (h'_3 - h_{22}) + \dot{m}_{21} \cdot (h_{21} - h_{22}) = \dot{m}_{\text{colec}} \cdot (h_{18} - h_{17})$$

RH



$$\dot{m}_{31} = x \cdot \dot{m}_{\text{colec}}$$

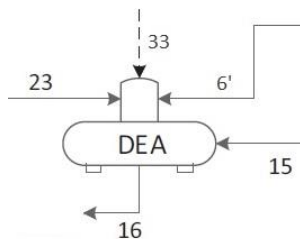
$$\dot{m}_{31} = \dot{m}_{32}$$

$$\dot{m}_4 = \dot{m}_{30} - \dot{m}_{31} - \dot{m}_2 - \dot{m}_3$$

$$\dot{m}_4 = \dot{m}_5$$

$$\dot{m}_4 \cdot (h_5 - h_4) = \dot{m}_{31} \cdot (h_{31} - h_{32})$$

DEA



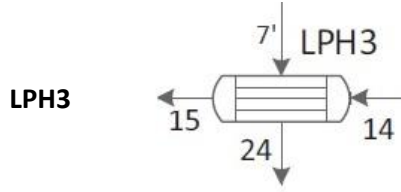
$$\dot{m}_{23} = \dot{m}_{22}$$

$$\dot{m}_{16} = \dot{m}_{\text{colec}}$$

$$\dot{m}_{15} = \dot{m}_{\text{colec}} - \dot{m}_{31} - \dot{m}_2 - \dot{m}_3 - \dot{m}_6$$

$$\dot{m}_{33} = \dot{m}_{32}$$

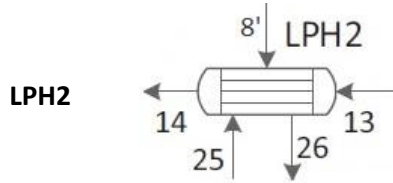
$$\dot{m}_{23} \cdot h_{23} + \dot{m}_6 \cdot h'_6 + \dot{m}_{15} \cdot h_{15} + \dot{m}_{33} \cdot h_{33} = \dot{m}_{16} \cdot h_{16}$$



$$\dot{m}_{14} = \dot{m}_{15}$$

$$\dot{m}_7 = \dot{m}_{24}$$

$$\dot{m}_{14} \cdot (h_{15} - h_{14}) = \dot{m}_7 \cdot (h'_7 - h_{24})$$

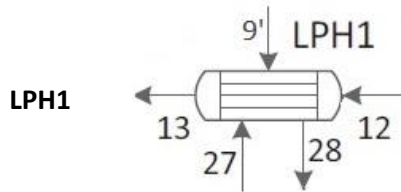


$$\dot{m}_{13} = \dot{m}_{14}$$

$$\dot{m}_{25} = \dot{m}_{24}$$

$$\dot{m}_8 + \dot{m}_{25} = \dot{m}_{26}$$

$$\dot{m}_{13} \cdot (h_{14} - h_{13}) = \dot{m}_8 \cdot (h'_8 - h_{26}) + \dot{m}_{25} \cdot (h_{25} - h_{26})$$

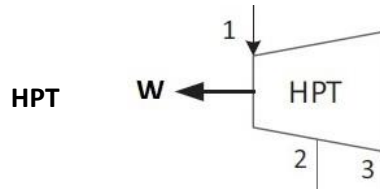


$$\dot{m}_{12} = \dot{m}_{13}$$

$$\dot{m}_{27} = \dot{m}_{26}$$

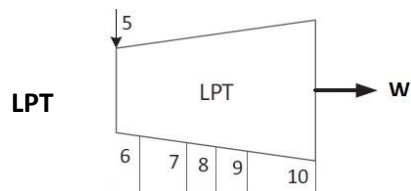
$$\dot{m}_9 + \dot{m}_{27} = \dot{m}_{28}$$

$$\dot{m}_{12} \cdot (h_{13} - h_{12}) = \dot{m}_9 \cdot (h'_9 - h_{28}) + \dot{m}_{27} \cdot (h_{27} - h_{28})$$



$$\dot{m}_1 = \dot{m}_{colec} - \dot{m}_{31}$$

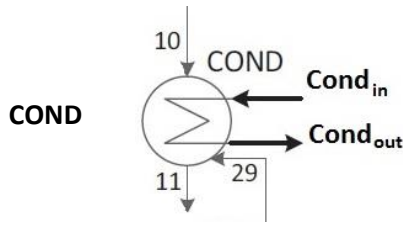
$$\dot{W}_{HPT} = \dot{m}_1 \cdot (h_1 - h_2) + (\dot{m}_1 - \dot{m}_2) \cdot (h_2 - h_3)$$



$$\dot{m}_5 = \dot{m}_4$$

$$\dot{m}_{10} = \dot{m}_5 - \dot{m}_6 - \dot{m}_7 - \dot{m}_8 - \dot{m}_9$$

$$\begin{aligned} \dot{W}_{LPT} = & \dot{m}_5 \cdot (h_5 - h_6) + (\dot{m}_5 - \dot{m}_6) \cdot (h_6 - h_7) \\ & + (\dot{m}_5 - \dot{m}_6 - \dot{m}_7) \cdot (h_7 - h_8) + \\ & (\dot{m}_5 - \dot{m}_6 - \dot{m}_7 - \dot{m}_8) \cdot (h_8 - h_9) + \dot{m}_{10} \cdot (h_9 - h_{10}) \end{aligned}$$



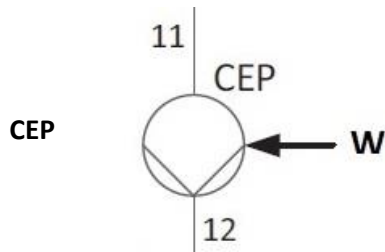
$$\begin{aligned}\dot{m}_{29} &= \dot{m}_{28} \\ \dot{m}_{11} &= \dot{m}_{10}\end{aligned}$$

$$\dot{Q}_{cond} = \dot{m}_{10} \cdot (h_{10} - h_{11}) + \dot{m}_{29} \cdot (h_{29} - h_{11})$$

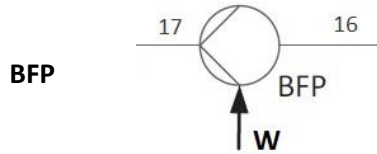
$$\begin{aligned}P_{cond_{in}} &= P'_{cond} \\ h_{cond_{in}} &= f(P_{cond_{in}}, T_{cond_{in}}) \\ s_{cond_{in}} &= f(P_{cond_{in}}, T_{cond_{in}})\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}P_{cond_{out}} &= P'_{cond} \\ T_{cond_{out}} &= T_{cond_{in}} + \Delta T \\ h_{cond_{out}} &= f(P_{cond_{out}}, T_{cond_{out}}) \\ s_{cond_{out}} &= f(P_{cond_{out}}, T_{cond_{out}})\end{aligned}$$

$$\dot{Q}_{cond} = \dot{m}_{cond} \cdot (h_{cond_{out}} - h_{cond_{in}})$$



$$\dot{W}_{CEP} = \dot{m}_{11} \cdot (h_{12} - h_{11})$$



$$\dot{W}_{BFP} = \dot{m}_{16} \cdot (h_{17} - h_{16})$$

6.3.4. Calculo de la potencia nominal, potencia eléctrica producida y rendimiento del ciclo

La potencia nominal del ciclo se calcula como la suma de la potencia producida menos la potencia consumida, por tanto, sigue la expresión:

$$\dot{W}_{nominal} = \dot{W}_{HPT} + \dot{W}_{LPT} - \dot{W}_{CEP} - \dot{W}_{BFP} \quad \text{Ec. 9}$$

La potencia eléctrica, es la potencia que genera el transformador eléctrico al que están unidas las turbinas, es por tanto la potencia que se suministra a la red y se calcula teniendo en cuenta el rendimiento del transformador eléctrico:

$$\dot{W}_e = \eta_e \cdot (\dot{W}_{HPT} + \dot{W}_{LPT}) \quad \text{Ec. 10}$$

Una vez conocida la potencia nominal y el calor aportado por la irradiación solar en los colectores, se puede calcular el rendimiento del ciclo termodinámico que sigue la expresión:

$$\eta = \frac{\dot{W}_{nominal}}{\dot{Q}_{solar}} \quad \text{Ec. 11}$$

6.3.5. Análisis exergético:

La exergía se define como el máximo trabajo que se puede obtener al pasar de un estado a un estado de referencia. El análisis exergético se aplica para estudiar cuales de los elementos de un ciclo termodinámicos son los más eficientes y en cuales las pérdidas son mayores para saber dónde centrar los esfuerzos de mejora.

Para realizar el análisis exergético en cada componente, primero hay que calcular la exergía en cada punto del ciclo termodinámico, la cual se obtiene con la siguiente ecuación:

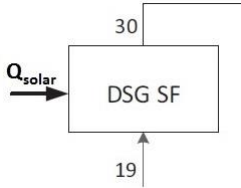
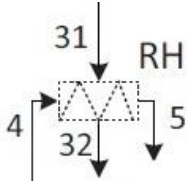
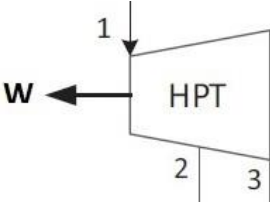
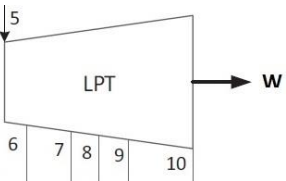
$$\dot{E} = \dot{m} \cdot [(h - h_0) - T_0 \cdot (s - s_0)] \quad \text{Ec. 12 (1)}$$

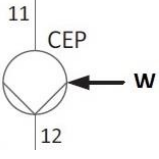
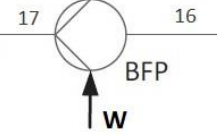
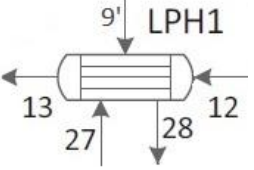
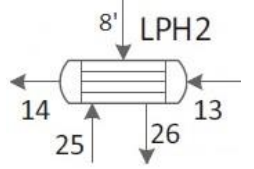
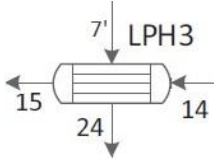
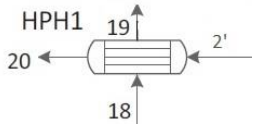
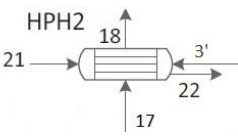
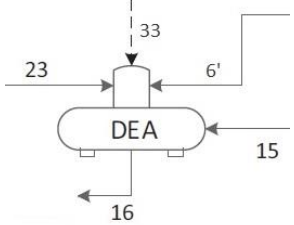
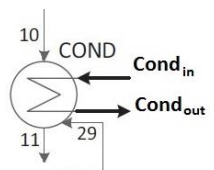
Refiriéndose el sufijo "0" a las condiciones ambientales, consideradas como una temperatura de 20°C y una presión de 1 atmósfera. Para calcular la exergía solar, la considerada en la superficie exterior de los colectores, se usa la siguiente expresión:

$$\dot{E}_{solar} = \dot{Q}_{solar} \cdot \left(1 - \frac{4}{3} \cdot \frac{T_0}{T_{solar}} \cdot (1 - 0,28 \cdot \ln f_{dil})\right) \quad \text{Ec. 13 (1)}$$

Siendo la temperatura del sol 5778 K y el factor de dilución $1,3 \cdot 10^{-5}$. El factor de dilución solar es la relación entre la radiación solar que llega directamente de la superficie del Sol con la radiación procedente del albedo.

Balance exergético en cada componente:

DSG SF		$\dot{E}_F = \dot{E}_{solar}$	$\dot{E}_P = \dot{E}_{30} - \dot{E}_{19}$
RH		$\dot{E}_F = \dot{E}_{31} - \dot{E}_{32}$	$\dot{E}_P = \dot{E}_5 - \dot{E}_4$
HPT		$\dot{E}_F = \dot{E}_1 - \dot{E}_2 - \dot{E}_3 - \dot{E}_4$	$\dot{E}_P = \dot{W}_{HPT}$
LPT		$\dot{E}_F = \dot{E}_5 - \dot{E}_6 - \dot{E}_7 - \dot{E}_8 - \dot{E}_9 - \dot{E}_{10}$	$\dot{E}_P = \dot{W}_{LPT}$

CEP		$\dot{E}_F = \dot{W}_{CEP}$	$\dot{E}_P = \dot{E}_{12} - \dot{E}_{11}$
BFP		$\dot{E}_F = \dot{W}_{BFP}$	$\dot{E}_P = \dot{E}_{17} - \dot{E}_{16}$
LPH1		$\dot{E}_F = \dot{E}_9 + \dot{E}_{27} - \dot{E}_{28}$	$\dot{E}_P = \dot{E}_{13} - \dot{E}_{12}$
LPH2		$\dot{E}_F = \dot{E}_8 + \dot{E}_{25} - \dot{E}_{26}$	$\dot{E}_P = \dot{E}_{14} - \dot{E}_{13}$
LPH3		$\dot{E}_F = \dot{E}_7 - \dot{E}_{24}$	$\dot{E}_P = \dot{E}_{15} - \dot{E}_{14}$
HPH1		$\dot{E}_F = \dot{E}_2 - \dot{E}_{20}$	$\dot{E}_P = \dot{E}_{19} - \dot{E}_{18}$
HPH2		$\dot{E}_F = \dot{E}_3 + \dot{E}_{21} - \dot{E}_{22}$	$\dot{E}_P = \dot{E}_{18} - \dot{E}_{17}$
DEA		$\dot{E}_F = \dot{E}_6 + \dot{E}_{15} + \dot{E}_{23} + \dot{E}_{33}$	$\dot{E}_P = \dot{E}_{16}$
COND		$\dot{E}_F = \dot{E}_{10} + \dot{E}_{29} - \dot{E}_{11}$	$\dot{E}_P = \dot{E}_{cond_{out}} - \dot{E}_{cond_{in}}$

Se considera como exergía consumida y exergía producida del ciclo termodinámico completo:

$$\dot{E}_F = \dot{E}_{solar} + \dot{W}_{CEP} + \dot{W}_{BFP} - \dot{E}_{FCOND} \quad \text{Ec. 14}$$

$$\dot{E}_P = \dot{W}_{HPT} + \dot{W}_{LPT} \quad \text{Ec. 15}$$

La exergía consumida es igual a la exergía producida más la destruida, por lo tanto, la exergía destruida se calcula de la siguiente forma:

$$\dot{E}_D = \dot{E}_F - \dot{E}_P \quad \text{Ec. 16 (1)}$$

Mientras que el rendimiento exergético se calcula como:

$$\varepsilon = \frac{\dot{E}_P}{\dot{E}_F} \quad \text{Ec. 17 (1)}$$

6.4. Casos estudiados

Todos los cálculos se realizan para el caso con recalentamiento y para el caso sin recalentamiento. Además, se estudia un caso de referencia en condiciones nominales (momento de máxima irradiación 958W/m²) y la variación temporal del ciclo a las distintas horas del día. En la siguiente tabla se resumen los cálculos hechos en cada caso, teniendo en cuenta que todos se realizan con y sin recalentamiento.

Condiciones de referencia	Temperatura, presión, entalpía y entropía en todos los puntos
	Potencia producida
	Rendimiento
	Pérdidas en los colectores
	Análisis exergético
Variación temporal	Variación de la potencia producida
	Variación del rendimiento
	Variación de las pérdidas en los colectores
	Variación de la exergía destruida

7. Análisis económico

El análisis económico se va a realizar calculando el parámetro LCOE (Levelized Cost of Energy - Coste nivelado de la energía). Para ello es necesario calcular el coste de la inversión para construir la central, los costes de operación y mantenimiento y la energía producida en la central. Este parámetro es el coste por kilovatio hora de energía medio en un año.

7.1. Costes de inversión

En los costes de inversión se incluye el coste del campo solar, el coste del terreno y el coste de la construcción del bloque de potencia (resto de componentes del ciclo termodinámico).

El coste del campo solar se calcula como:

$$C_{SF} = A_{SF} \cdot c_{SF} \quad \text{Ec. 18 (10)}$$

Siendo A_{SF} el área de apertura de los colectores y c_{SF} el coste por metro cuadrado de colector.

El coste del terreno se calcula como:

$$C_{terreno} = c_{terreno} \cdot A_{SF} \cdot f_{terreno} \quad \text{Ec. 19 (10)}$$

Siendo $c_{terreno}$ el coste por metro cuadrado de terreno y $f_{terreno}$ el factor que relaciona el área de apertura de los colectores con el área necesaria de terreno. Este factor dependerá del tipo de colectores que se utilicen, en este caso será para colectores cilindro-parabólicos.

El coste del bloque de potencia se calcula como:

$$C_{PB} = \dot{W}_{neta} \cdot c_{PB} + \dot{W}_e \cdot c_{RH} \quad \text{Ec. 20 (10) (11)}$$

Siendo \dot{W}_{neta} el valor máximo de potencia neta producida y c_{PB} el precio por kW pico que puede producir el ciclo. Al coste del bloque de potencia hay que añadir el coste del recalentador en el caso de que el ciclo funcione con recalentamiento. Para ello se añade el segundo término en el que \dot{W}_e es la potencia eléctrica producida y c_{RH} el precio por KW pico eléctrico que puede producir el ciclo.

En el coste de inversión también hay que tener en cuenta los costes de ingeniería, obtención, construcción, gestión de proyectos y riesgos. Para ello se añade el parámetro f_{EPC} . Por tanto, los costes de inversión totales son:

$$C_{inversión} = (C_{SF} + C_{terreno} + C_{PB}) \cdot (1 + f_{EPC}) \quad \text{Ec. 21 (10)}$$

7.2. Costes de operación y mantenimiento

En los costes de operación y mantenimiento se incluyen los costes de personal, los costes del agua utilizada en la central y los costes por repuestos.

Los costes de personal se calculan como:

$$C_{personal} = (f_{SFpersonal} \cdot A_{SF} + n_{PBpersonal}) \cdot c_{personal} \quad \text{Ec. 22 (10)}$$

Siendo $f_{SFpersonal}$ el parámetro que relaciona el personal necesario respecto al área de apertura de los colectores, $n_{PBpersonal}$ el número de trabajadores necesario en el bloque de potencia y $c_{personal}$ el coste anual de cada empleado.

Los costes de agua se calculan como:

$$C_{agua} = f_{agua} \cdot \dot{E}_{anual} \quad \text{Ec. 23 (10)}$$

Siendo \dot{E}_{anual} la energía producida durante un año y f_{agua} el parámetro que relaciona el coste del agua para cada unidad de energía producida.

El coste por repuestos se calcula como:

$$C_{repuestos} = f_{repuestos} \cdot C_{inversión} \quad \text{Ec. 24 (10)}$$

Siendo $f_{repuestos}$ el parámetro que relaciona el coste de los repuestos que se estiman necesarios respecto al coste de la inversión.

Por tanto, los costes de operación y mantenimiento anuales quedan como:

$$C_{OM,anual} = C_{personal} + C_{agua} + C_{repuestos} \quad \text{Ec. 25 (10)}$$

7.3. LCOE

El LCOE es el coste en céntimos de euro que tiene producir un KWh de energía. Se calcula para un periodo de un año y se tienen en cuenta los costes de inversión y de mantenimiento, así como, la energía anual producida.

Teniendo en cuenta que la disponibilidad de la planta es total, la ecuación para calcular el valor de LCOE tiene la siguiente forma:

$$LCOE = \frac{C_{inversión} \cdot (f_{anual} + f_{seguro}) + C_{OM,anual}}{\dot{E}_{anual} \cdot f_{disponibilidad}} \quad \text{Ec. 26 (10)}$$

Siendo f_{seguro} el coste anual por el seguro y f_{anual} la cantidad que se paga cada año de la inversión que se calcula:

$$f_{anual} = \frac{(1+i)^N \cdot i}{(1+i)^N - 1} \quad \text{Ec. 27 (10)}$$

Siendo n el número de años que se tiene previsto que estará en funcionamiento la central e i el ratio de interés.

Los precios con los que se ha calculado el parámetro LCOE son una estimación que se aproxima a los precios actuales. En el caso del precio del terreno, podría variar considerablemente dependiendo de la localización. A continuación, se muestran en una tabla los datos necesarios para realizar el análisis económico. Los datos que faltan se obtienen del análisis termodinámico del ciclo.

Datos calculo LCOE (10)

A_{SF}	$2,14 \cdot 10^5 \text{ m}^2$	$f_{\text{disponibilidad}}$	96 %
c_{SF}	275 €/m ²	$f_{SF\text{personal}}$	$3 \cdot 10^{-5} \text{ personas/m}^2$
c_{terreno}	7 €/m ²	$n_{PB\text{personal}}$	30 personas
f_{terreno}	3,5	f_{agua}	1,3 €/MWh
c_{PB}	800 €/kW	$f_{\text{repuestos}}$	1 %
c_{RH}	4,221 €/kW	f_{seguro}	1 %
f_{EPC}	20 %	N	30 años
c_{personal}	48000 €/año	i	8 %

8. Resultados

En los presentes resultados se compararan los resultados de potencia producida, rendimiento y pérdidas del ciclo funcionando con recalentamiento y sin recalentamiento, así como la variación horaria respecto a las condiciones de referencia.

8.1. Análisis termodinámico

8.1.1 Condiciones de referencia

	Sin recalentamiento					Con recalentamiento				
	\dot{m} (kg/s)	T (K)	P (bar)	h (KJ/kg)	s (KJ/kgK)	\dot{m} (kg/s)	T (K)	P (bar)	h (KJ/kg)	s (KJ/kgK)
1	50,89	673,2	100	3097,6	6,21	46,31	673,2	100	3097,6	6,21
2	5,38	582,8	50,44	2953,93	6,26	5,38	582,8	50,44	2953,93	6,26
2'	5,38	581,3	49,18	2953,93	6,27	5,38	581,3	49,18	2953,93	6,27
3	3,71	495,1	22,89	2809,24	6,31	3,71	495,1	22,89	2809,24	6,31
3'	3,71	493,7	22,2	2809,24	6,32	3,71	493,7	22,2	2809,24	6,32
4	41,79	495,1	22,89	2809,24	6,31	37,21	495,1	22,89	2809,24	6,31
5	41,79	495,1	22,89	2809,24	6,31	37,21	595,1	22,89	3067,22	6,78
6	2,95	451,8	9,72	2669,35	6,36	3,85	500,5	9,72	2893,72	6,84
6'	2,95	449,8	9,28	2669,35	6,38	3,85	499,7	9,28	2893,72	6,86
7	2,81	417	4,03	2537,88	6,41	2,19	419	4,03	2742,93	6,9
7'	2,81	415,9	3,91	2537,88	6,42	2,19	418,5	3,91	2742,93	6,92
8	2,45	381,6	1,36	2391,58	6,48	1,94	381,6	1,36	2581,72	6,98
8'	2,45	380,7	1,32	2391,58	6,49	1,94	380,7	1,32	2581,72	6,99
9	2,12	348,1	0,38	2240,57	6,55	1,7	348,1	0,38	2416,43	7,06
9'	2,12	347,2	0,37	2240,57	6,56	1,7	347,2	0,37	2416,43	7,07
10	31,47	314,7	0,08	2076,49	6,64	27,53	314,7	0,08	2237,92	7,15
11	38,85	314,7	0,08	173,84	0,59	33,37	314,7	0,08	173,84	0,59
12	38,85	314,8	12,28	175,48	0,59	33,37	314,8	12,28	175,48	0,59
13	38,85	345,7	11,28	304,72	0,99	33,37	345,7	11,28	304,72	0,99
14	38,85	379,2	10,28	445,33	1,37	33,37	379,2	10,28	445,33	1,37
15	38,85	414,4	9,28	595,02	1,75	33,37	414,4	9,28	595,02	1,75
16	50,89	449,8	9,28	748,36	2,11	50,89	449,8	9,28	748,36	2,11
17	50,89	452	112	763,11	2,11	50,89	452	112	763,11	2,11
18	50,89	489,4	111	929,02	2,47	50,89	489,4	111	929,02	2,47
19	50,89	534,6	110	1141,07	2,88	50,89	534,6	110	1141,07	2,88
20	5,38	494,4	49,18	949,93	2,52	5,38	494,4	49,18	949,93	2,52
21	5,38	490,9	22,2	949,93	2,53	5,38	490,9	22,2	949,93	2,53
22	9,1	457	22,2	780,45	2,17	9,1	457	22,2	780,45	2,17
23	9,1	449,8	9,28	780,45	2,18	9,1	449,8	9,28	780,45	2,18
24	2,81	384,2	3,91	465,99	1,43	2,19	384,2	3,91	465,99	1,43
25	2,81	380,7	1,32	465,99	1,43	2,19	380,7	1,32	465,99	1,43
26	5,26	350,7	1,32	324,87	1,05	4,14	350,7	1,32	324,87	1,05
27	5,26	347,2	0,37	324,87	1,05	4,14	347,2	0,37	324,87	1,05
28	7,38	319,8	0,37	195,33	0,66	5,84	319,8	0,37	195,33	0,66
29	7,38	314,7	0,08	195,33	0,66	5,84	314,7	0,08	195,33	0,66
30	50,89	673,2	100	3097,6	6,21	50,89	673,2	100	3097,6	6,21
31	-	-	-	-	-	4,58	673,2	100	3097,6	6,21
32	-	-	-	-	-	4,58	505,3	100	1001,53	2,62
33	-	-	-	-	-	4,58	449,8	9,28	1001,53	2,67
$cond_{in}$	957,2	293,2	1,13	84,22	0,3	908,17	293,2	1,13	84,22	0,3
$cond_{out}$	957,2	308,2	1,13	146,93	0,51	908,17	308,2	1,13	146,93	0,51

Se consideran las condiciones de referencia, las que se dan en el punto de máxima irradiación, estas condiciones se dan a las 12:07 hora solar con una irradiación de 958 W/m^2 .

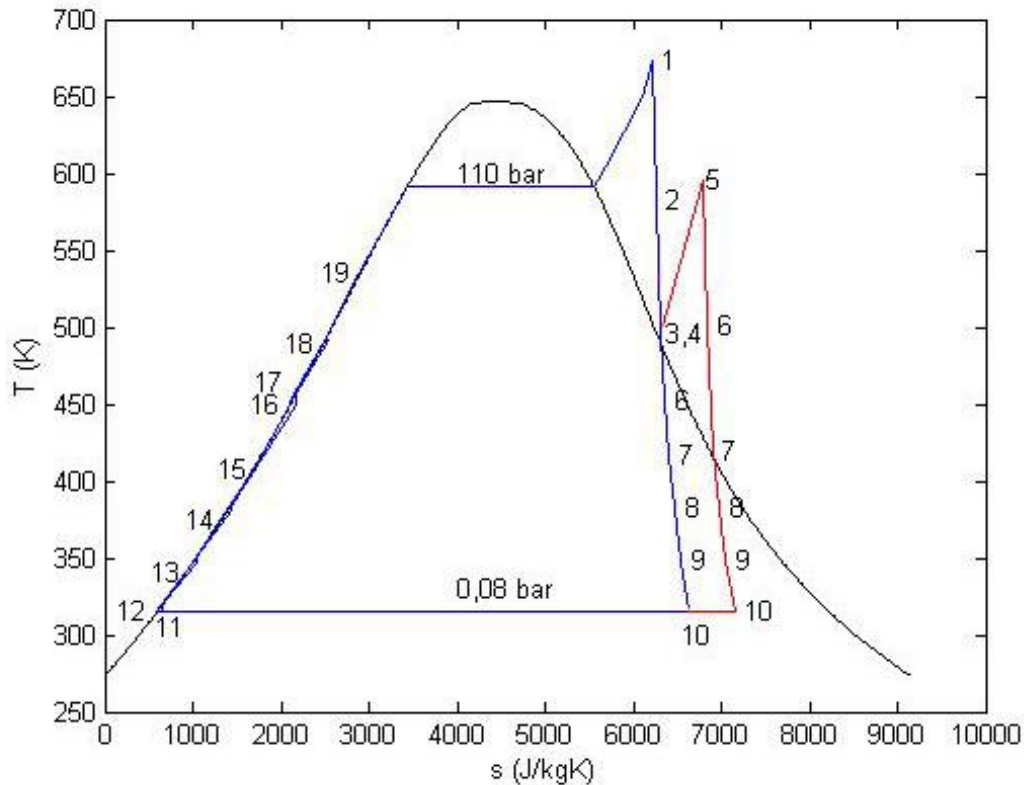


Fig. 31 Diagrama T-s con y sin recalentamiento.

En la figura 31 se muestra el diagrama T-s para los casos sin recalentamiento (línea azul) y con recalentamiento (línea roja para los puntos del 4 al 10 y azul para el resto). Se observa que en el caso con recalentamiento, la línea que representa el fluido que pasa por la turbina de baja presión, está más a la derecha, por lo que habrá menos líquido en la turbina en este caso. El resto de puntos del ciclo permanecen iguales.

Título de vapor a la salida de la turbina

Sin recalentamiento	0,86
Con recalentamiento	0,79

Es importante que el título de vapor sea lo más alto posible a la salida de la turbina debido a que así se disminuyen las pérdidas de eficiencia por mojado. Al haber menos cantidad de líquido también se aumenta la vida útil de la turbina ya que se reduce el impacto de las gotas en los alabes de los últimos escalones y por tanto mejora su operabilidad.

8.1.1.1. Potencia neta, potencia generada en ambas turbinas y rendimiento

Sin recalentamiento		Con recalentamiento	
\dot{W}_{neta} (MW)	39,5	\dot{W}_{neta} (MW)	38
\dot{W}_{HPT} (MW)	13,9	\dot{W}_{HPT} (MW)	12,6
\dot{W}_{LPT} (MW)	26,5	\dot{W}_{LPT} (MW)	26,3
\dot{W}_e (MW)	39,6	\dot{W}_e (MW)	38,1
η (%)	19,3	η (%)	18,56

La potencia generada es mayor cuando la central funciona sin recalentamiento, que cuando funciona con recalentamiento. Si nos fijamos en la potencia generada por cada turbina, observamos que en la turbina de alta presión se genera más potencia en el caso sin recalentamiento. Esto se debe a que en ambos casos las condiciones de entrada a la turbina son las mismas, pero cuando no hay recalentamiento al caudal de fluido que entra es mayor y por lo tanto produce más potencia. Por otro lado, en la turbina de baja presión hay diferentes valores de entalpía y de flujo dependiendo de los casos. En el caso con recalentamiento, la mayor temperatura a la que entra el fluido favorecería a que produjese más potencia, pero debido a que el gasto másico es menor, este efecto se contrarresta siendo la potencia generada en el caso sin recalentamiento ligeramente menor.

En cuanto al rendimiento, al ser el calor suministrado en ambos casos el mismo, el término que hace que varíe el rendimiento es la potencia neta. Por tanto, en el caso sin recalentamiento, al producir una potencia mayor, el rendimiento también será mayor.

En el caso con recalentamiento, tanto el fluido caliente que pasa por las turbinas, como el que pasa por el recalentador para aumentar la temperatura entre 4 y 5, procede del agua que se calienta en los colectores. Si el porcentaje que pasase por el recalentador fuese menor de un 7%, no podría proporcionar el calor suficiente como para aumentar la temperatura de 4 en 100 grados centígrados. Si el porcentaje que pasase fuese menor que un 9%, para poder suministrar el calor necesario, el flujo se subenfriaría demasiado y llegaría al desgasificador (punto 33) como líquido saturado. Para el correcto funcionamiento del desgasificador es necesario que el fluido llegue como mezcla bifásica de líquido y vapor, por lo tanto el porcentaje mínimo de fluido que se debe destinar al recalentador es de un 9%. Si se destinase más de un 9%, el ciclo de potencia funcionaría, pero se reduciría el gasto másico que circularía por las turbinas y la potencia producida sería menor. Por ello, el ciclo se ha diseñado para que el porcentaje de gasto másico que circula por el recalentador respecto a los colectores sea un 9%, ya que es donde se alcanza el máximo rendimiento. En la figura 32 se muestra una gráfica con el título de vapor a la entrada del desgasificador respecto al porcentaje de fluido de los colectores que se destina al recalentador.

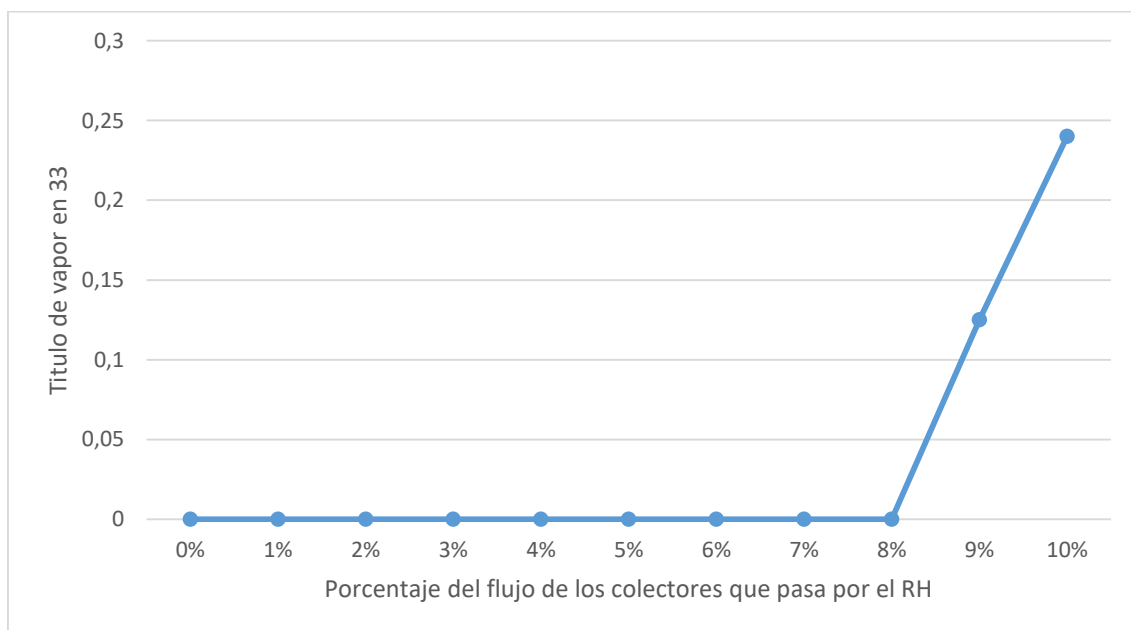


Fig. 32 Título de vapor a la entrada del desgasificador respecto al porcentaje de fluido que pasa por el recalentador.

No obstante, aún con la disminución en la potencia producida y en el rendimiento de la planta al funcionar con recalentamiento, es recomendable realizarlo debido a que de esta forma se disminuye la cantidad de vapor que circula por la turbina de baja presión y esto puede evitar problemas de operabilidad a largo plazo.

8.1.2. Pérdidas en los colectores

8.1.2.1. Distribución de las pérdidas en condiciones de referencia

Debido a que los colectores solares están a una temperatura mayor que el ambiente, aparte de recibir radiación proveniente del sol, también son emisores. Para cuantificar el calor que se pierde se hace uso de la ecuación 7 que cuantifica las pérdidas por unidad de longitud en cada colector en función de la temperatura del fluido que circula por dentro del colector y de la temperatura ambiente. No todos los módulos del colector tienen las mismas pérdidas debido a que el fluido se va calentando. Por tanto si nos fijamos en un momento determinado, en el que la temperatura ambiente es constante, las pérdidas variarían en función de la distancia a la entrada del colector.

En la siguiente gráfica se muestran las pérdidas por unidad de longitud de un colector (compuesto por 10 módulos) respecto a la longitud del colector. En este caso la temperatura ambiente será constante y tiene un valor de 12,6 °C.

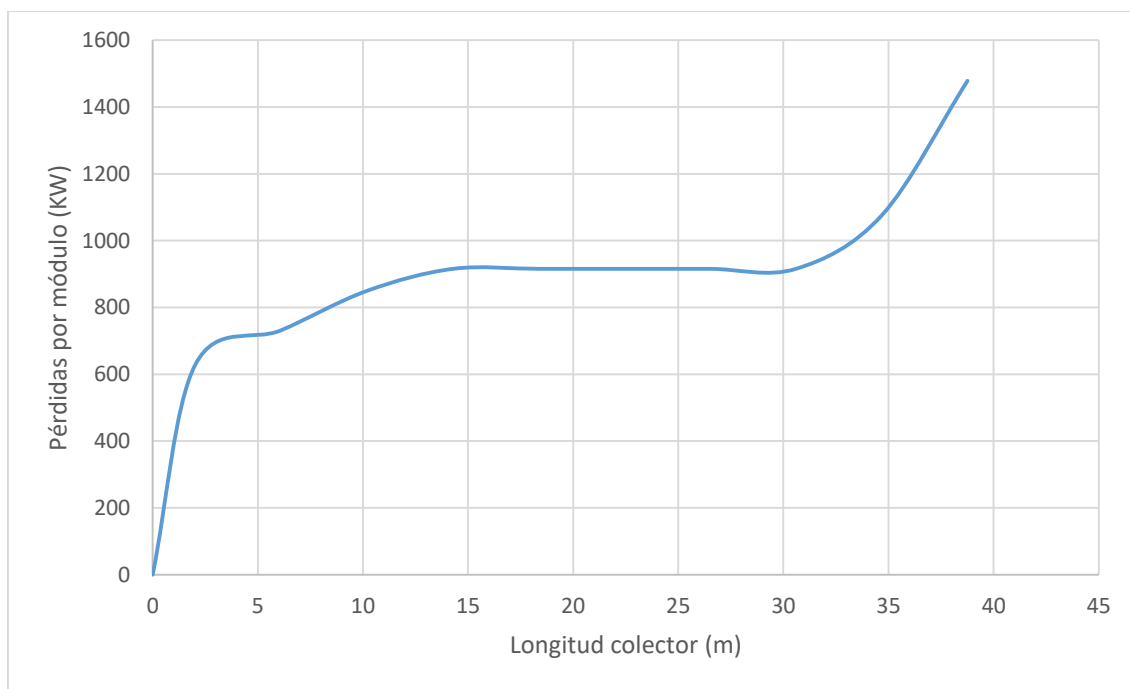


Fig. 33 Longitud colector vs pérdidas por módulo.

Se puede observar que a la entrada del colector, las pérdidas son menores, ya que al estar el fluido a menor temperatura, su emisividad también será menor. A medida que el fluido avanza las pérdidas van aumentando hasta un punto en el que empiezan a ser constantes. En ese punto es donde comienza la evaporización del fluido y al ser un proceso que tiene lugar a temperatura constante, las pérdidas también son constantes. En el último tramo las pérdidas vuelven a aumentar debido a que ya ha ocurrido el cambio de fase y la temperatura del fluido vuelve a aumentar hasta su valor máximo y por tanto también es el punto en el que se encuentra el nivel máximo de pérdidas.

8.1.2.2. Variación de las pérdidas con el tiempo

Al variar la temperatura ambiente a lo largo del día, las pérdidas totales que hay en la instalación también varían. En la figura 34 se muestra una gráfica con la variación de las pérdidas totales en función de la hora solar y de la temperatura ambiente.

En la gráfica se muestra como en las primeras horas del día, cuando la temperatura ambiente es más baja, las pérdidas son mayores. Esto se debe a que la diferencia de temperatura entre el fluido que circula por los colectores y la temperatura ambiente es mayor. Al haber un mayor gradiente de temperatura, el flujo de calor también es mayor. Según avanza el día y la temperatura ambiente va aumentando, las pérdidas van disminuyendo, por lo que la central aumenta en eficiencia. Durante el atardecer, debido a que las temperaturas vuelven a caer, las pérdidas vuelven a aumentar.

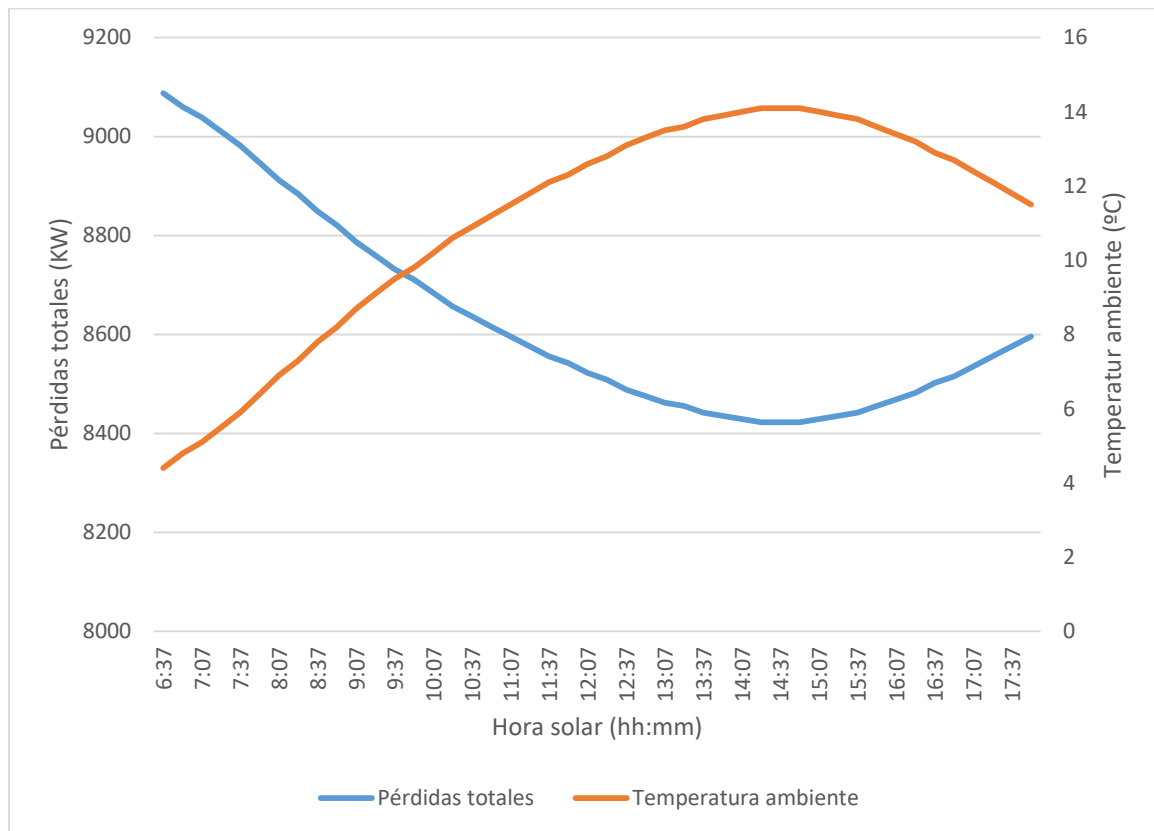


Fig. 34 Hora solar vs Pérdidas totales vs Temperatura ambiente.

8.1.3. Evolución temporal

Debido a que los niveles de irradiación son distintos dependiendo de la hora del día y del día del año, la potencia neta producida en la central termosolar variará con el tiempo. A su vez también variará el rendimiento de la central. Estas variaciones se deben a la variación del gasto másico que circula por los colectores en función de la irradiación.

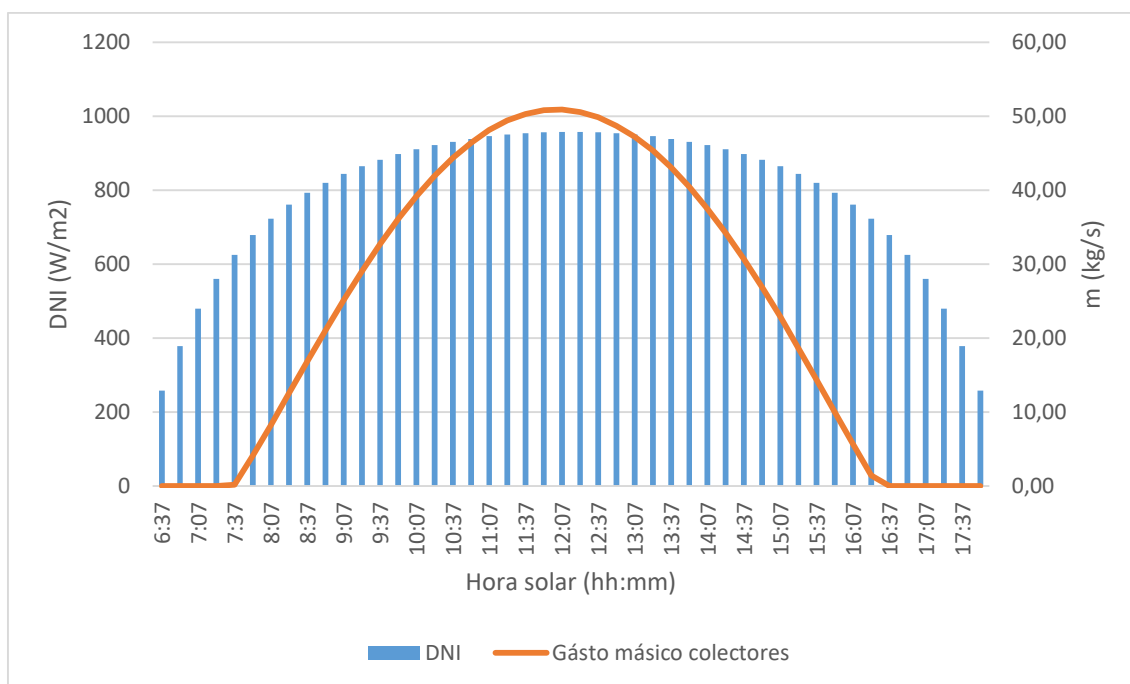


Fig. 35 Hora solar vs DNI vs Gasto másico colectores.

En la figura 35 se muestra la variación del gasto másico que circula por los colectores respecto a la hora solar y a la irradiación para el 21 de marzo en Madrid. Cuanto más calor se pueda aprovechar del solar, mayor fluido de trabajo se podrá calentar en los colectores y por tanto más potencia se producirá en las turbinas.

8.1.3.1. Potencia y rendimiento caso sin recalentamiento

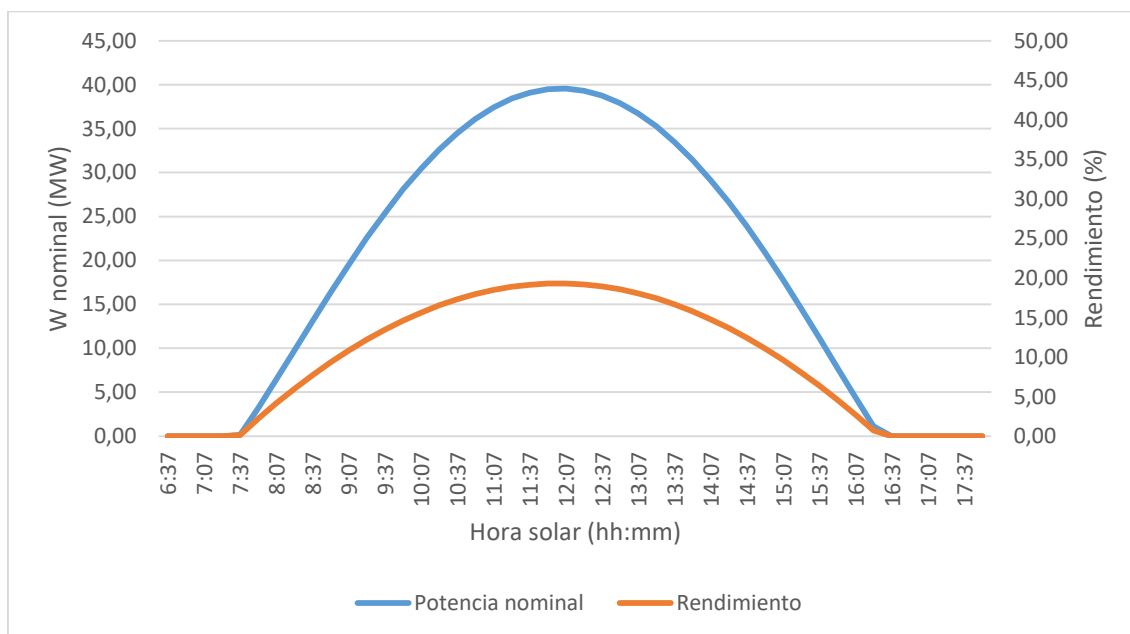


Fig. 36 Hora solar vs Potencia nominal vs Rendimiento (Sin recalentamiento).

En la figura 36 se muestra una gráfica con la variación de la potencia nominal y el rendimiento de la planta termosolar respecto a la hora solar en el caso sin recalentamiento. La potencia producida es mayor a las horas centrales debido a que es cuando la irradiación solar es máxima y por tanto hay más energía solar que se puede transformar en energía eléctrica. A medida que

nos acercamos al amanecer y al atardecer, la potencia producida va disminuyendo debido a que la irradiación recibida sobre los colectores es menor. En cuanto al rendimiento, también encontramos que es máximo a las horas centrales del día y va disminuyendo hacia el amanecer y el anochecer. Esto se debe a dos fenómenos. En primer lugar, debido a los ángulos de incidencia de la radiación solar en los colectores. Al estar el Sol más bajo, la incidencia es peor y se pueden producir sombras entre unos colectores y otros, por tanto la irradiación que se puede aprovechar en estas horas es menor. Esto se considera con el parámetro IAM. Por otro lado, las pérdidas son mayores en horas cercanas al amanecer y al anochecer, siendo máximas en las horas centrales del día. El calor que se pierde no se puede aprovechar para producir potencia y por lo tanto cuanto mayor sean las pérdidas, menor será el rendimiento.

Si calculamos el área bajo la curva de la potencia nominal, obtenemos la energía diaria producida por la planta, para este caso será de 251,9 MWh.

8.1.3.2 Potencia y rendimiento caso con recalentamiento

En la figura 37 se muestra una gráfica con la evolución de la potencia nominal y el rendimiento respecto a la hora solar. La variación de estos parámetros es igual a la del caso sin recalentamiento y se debe a los mismos motivos.

Si calculamos el área bajo la curva de la potencia nominal, obtenemos la energía diaria producida por la planta, para este caso será de 242,4 MWh.

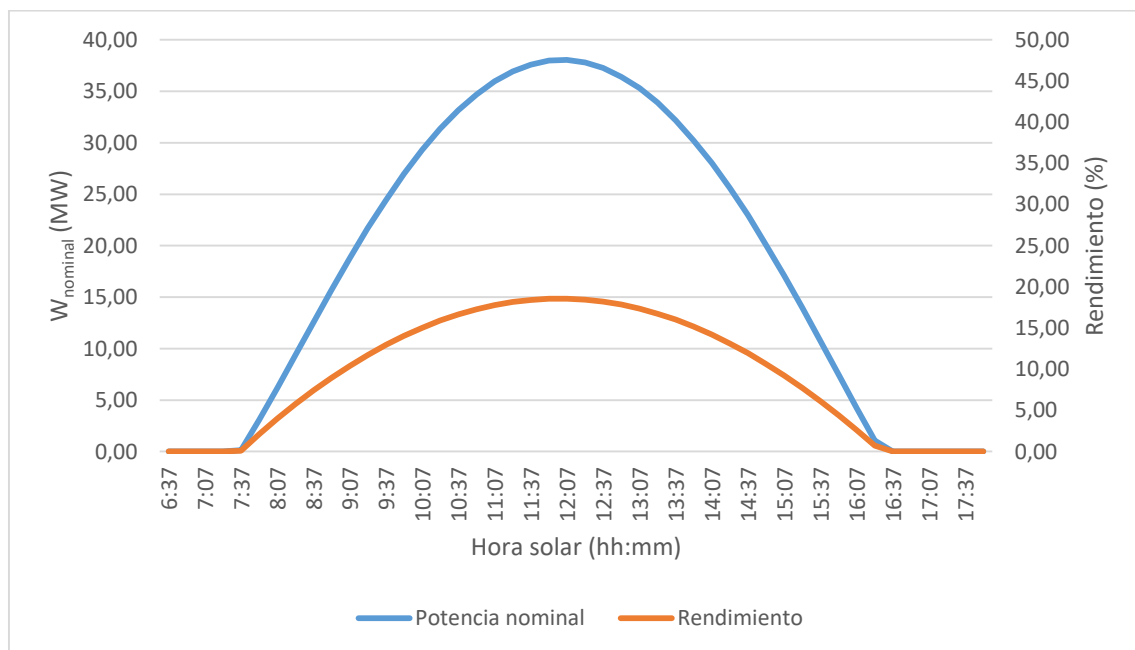


Fig. 37 Hora solar vs Potencia nominal vs Rendimiento (Con recalentamiento).

8.1.3.3. Comparación entre los casos con recalentamiento y sin recalentamiento

Como se ha visto en el punto anterior, en el ciclo sin recalentamiento se produce más potencia que en el ciclo con recalentamiento. Si nos fijamos en la potencia nominal producida en cada hora solar, se puede observar que también es mayor para el caso sin recalentamiento en todas las horas. A su vez, el rendimiento es menor en el caso con recalentamiento debido a que produce menos potencia para el mismo calor suministrado por el Sol en los colectores.

Tanto en el caso con recalentamiento como sin recalentamiento, durante las primeras horas del día y las últimas, la potencia producida es cero. A estas horas no circula fluido por los colectores, como se puede apreciar en las figuras 36 y 37. Esto se debe a que no hay irradiación suficiente para conseguir a la salida de los colectores la temperatura deseada y por lo tanto la central permanece parada.

8.2. Análisis exergético

8.2.1. Condiciones nominales

Al igual que en el análisis termodinámico, se consideran las condiciones de referencia, las que se dan en el punto de máxima irradiación. Estas condiciones se dan a las 12:07 hora solar con una irradiación de 958 W/m².

A continuación se muestran los valores de la exergía consumida, producida y destruida, así como el rendimiento exergético de cada componente y del ciclo completo para ambos casos con y sin recalentamiento.

Componente	Sin recalentamiento				Con recalentamiento			
	E _f (KW)	E _p (KW)	E _d (KW)	ε (%)	E _f (kW)	E _p (kW)	E _d (kW)	ε (%)
SF	202496	49839	152657	24,61	202496	49839	152657	24,61
RH	0	0	0	0,00	5842	4398	1444	75,28
HPT	15188	13896	1292	91,49	13744	12575	1169	91,49
LPT	29942	26462	3480	88,38	29632	26261	3371	88,62
CEP	52	49	3	94,70	45	42	3	92,97
BFP	750	643	107	85,72	750	643	107	85,72
LPH1	760	557	203	73,28	655	478	177	73,03
LPH2	1243	1038	205	83,49	1069	891	178	83,36
LPH3	1715	1513	202	88,21	1474	1300	175	88,15
HPH1	4899	4607	292	94,05	4899	4607	292	94,05
HPH2	3384	3179	205	93,93	3384	3179	205	93,93
DEA	6973	6796	177	97,46	7567	6796	771	89,81
COND	4094	1485	2609	36,27	3884	1409	2475	36,27
Ciclo	199204	40357	158847	20,26	199407	38836	160572	19,48

La exergía destruida es la exergía que se pierde debido a las irreversibilidades del sistema. En la siguiente gráfica se muestra la energía destruida por cada componente en ambos casos

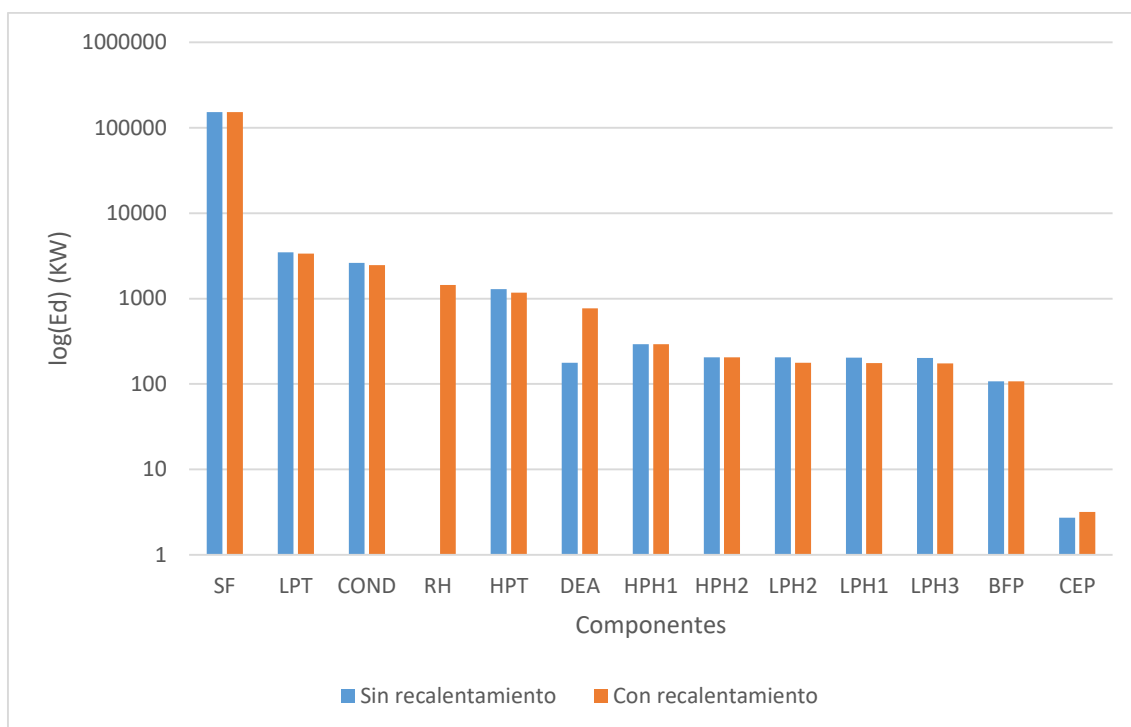


Fig. 38 Exergía destruida en cada componente.

Para mayor claridad, la gráfica se muestra en escala logarítmica debido a que los valores de exergía destruida en el campo solar son mucho mayores que en el resto de componentes. Por lo tanto, prácticamente toda la exergía destruida procede del campo solar y tiene el mismo valor en ambos casos. También destaca la destrucción de exergía en el condensador, esto se debe a que al igual que en el campo solar, son los dos componentes donde más calor se intercambia y por tanto es donde las irreversibilidades son mayores. En el recalentador, sólo presente en el caso con recalentamiento, hay también una considerable cantidad de exergía destruida y esto afecta notablemente en el desgasificador, que es el componente en el que más diferencia hay entre cada caso, siendo mayor en el caso con recalentamiento. En cuanto a la destrucción de exergía en las turbinas, se puede ver como es mayor en la turbina de alta presión para el caso sin recalentamiento, debido a que en los dos casos las condiciones de entrada a la turbina son iguales, pero en el caso sin recalentamiento, circula mayor cantidad de gasto másico. En la turbina de baja presión, la diferencia es menor, ya que aunque sigue habiendo menor gasto másico, la temperatura también influye en el cálculo de la exergía y se compensa. La exergía destruida en las bombas es similar en ambos casos, pero si destaca el hecho de que en la bomba de baja presión sea notablemente menor que en la bomba de alta presión. Esto se debe a que el salto de presión en la bomba de alta presión es mayor y por lo tanto se producen más irreversibilidades. Por último, si nos fijamos en los feedwaters, vemos que los valores de exergía destruida son ligeramente mayores en el caso sin recalentamiento, ya que en este caso aportan más precalentamiento al ciclo, mientras que en el caso con recalentamiento, aporta más precalentamiento el desgasificador.

A continuación se muestra una gráfica con el rendimiento exergético de cada componente:



Fig. 39 Rendimiento exergético de cada componente.

En ambos casos se puede apreciar que tanto el campo solar como el condensador, son los componentes que peor rendimiento exergético tienen. La exergía destruida en el campo solar es muy grande, por lo que es razonable que su rendimiento exergético sea pequeño. Por su parte, en el condensador, también destaca por una alta destrucción de exergía frente a otros componentes, pero lo más destacable es que su exergía destruida es notablemente alta respecto a su exergía consumida. Se observa, que en el desgasificador, el rendimiento exergético es mayor en el caso sin recalentamiento ya que en este componente se intercambia menos calor al no haber recalentador. En el resto de componentes, el rendimiento exergético es bueno y similar en ambos casos, teniendo en cuenta que el recalentador sólo está presente en el caso con recalentamiento.

La exergía consumida por el ciclo es prácticamente igual en ambos casos. La parte proveniente del campo solar, es la misma en los dos casos, ya que se está considerado la misma irradiación. La diferencia se encuentra en la exergía consumida por las bombas, pero es muy pequeña respecto a la consumida por el campo solar. La exergía producida por el ciclo es ligeramente mayor en el caso sin recalentamiento, debido a que en este caso la central produce más energía y por lo tanto más exergía al ser mayor el gasto másico que circula por las turbinas. Por lo tanto, la exergía destruida es mayor en el caso con recalentamiento. Aunque la exergía destruida en el condensador sea menor en el caso con recalentamiento, debido a que el gasto másico que circula por el condensador es menor, se compensa debido a la aparición del recalentador.

8.2.2. Evolución temporal

Aunque los valores de la exergía consumida, producida y destruida para cada componente y para el ciclo varíe en función de la irradiación, la proporción en la variación es la misma en cada componente, excepto en el campo solar. Es por ello que el rendimiento exergético de cada componente permanece constante, excepto el del campo solar. A continuación se muestra

como varía el rendimiento exergético del campo solar para cada nivel de irradiación, es decir para las distintas horas del día.

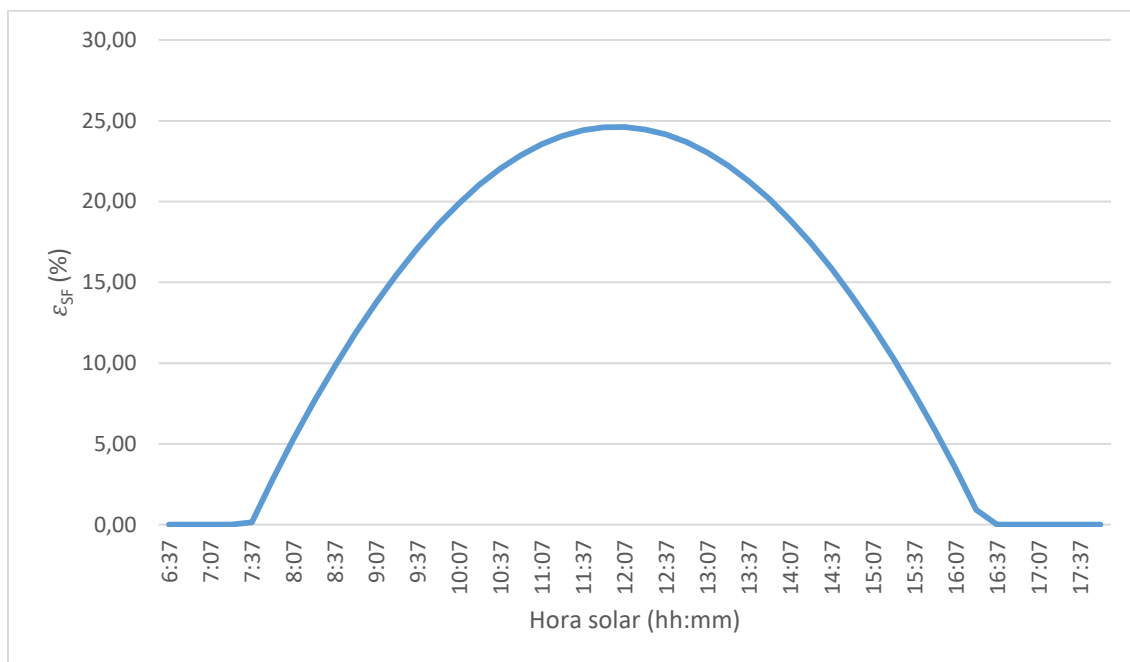


Fig. 40 Rendimiento exergético del campo solar vs Hora solar.

Se observa que el rendimiento exergético es mayor durante las horas centrales del día y disminuye al amanecer y al anochecer. Esto se debe a que se aprovecha mejor la irradiación solar a las horas centrales del día porque los ángulos de incidencia solar en los colectores son más óptimos y las pérdidas son menores.

8.2.2.1. Caso sin recalentamiento

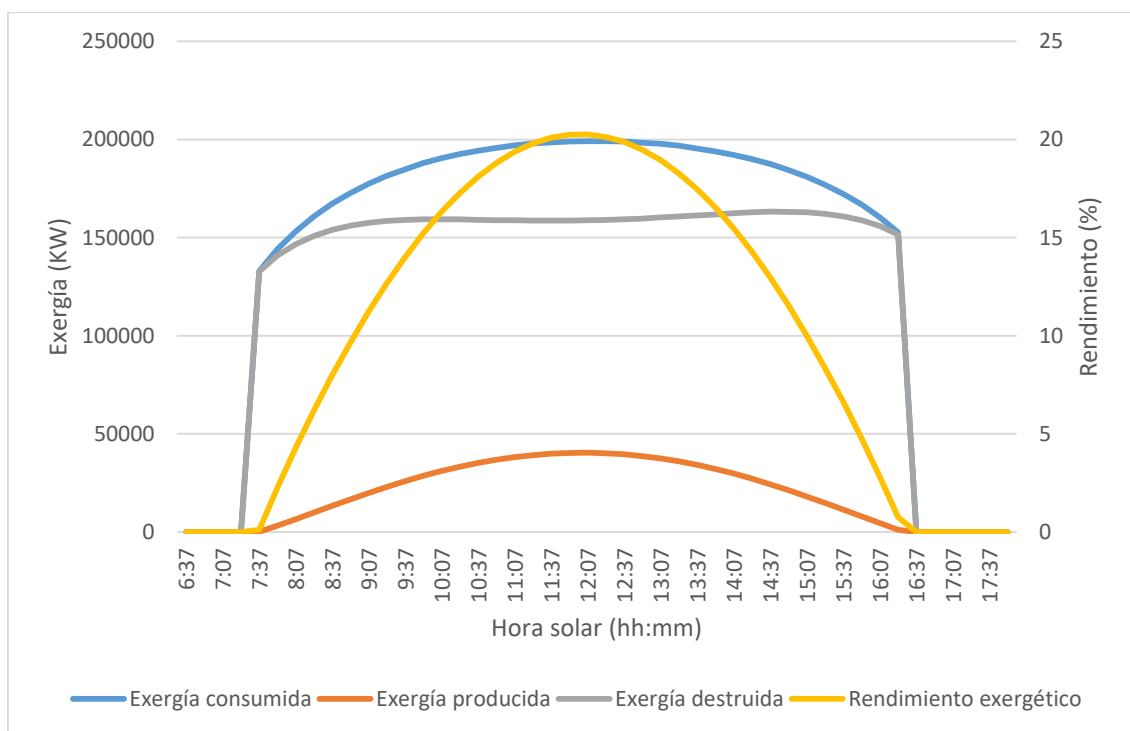


Fig. 41 Exergía consumida, producida, destruida y rendimiento exergético vs Hora solar (Sin recalentamiento).

En la gráfica de la figura 41 se muestra la variación de la exergía consumida, producida y destruida del ciclo termodinámico completo frente a la hora solar en el caso sin recalentamiento. Se puede observar que la exergía consumida aumenta en las horas que hay mayor irradiación, al igual que aumenta la exergía destruida. Ambos valores son mayores debido a que es cuando el ciclo funciona a mayor carga. La exergía destruida, al ser la diferencia entre la consumida y la producida, se mantiene más o menos constante, disminuyendo ligeramente a las horas centrales del día. En la gráfica también se muestra el rendimiento exergético del ciclo. Este rendimiento es mayor en las horas centrales del día y va disminuyendo hacia el amanecer y el anochecer. Esto se debe a que la diferencia de la exergía consumida entre su punto máximo y mínimo es mayor que la de la exergía producida.

Por último también es importante mencionar que los valores de la exergía consumida en todo el ciclo son notablemente mayores a los de la exergía producida, esto se evidencia aún más en los bajos valores del rendimiento. Se debe a que la central solar no es capaz de transformar gran parte de la energía que recibe en forma de calor en energía eléctrica.

8.2.2.2. Caso con recalentamiento

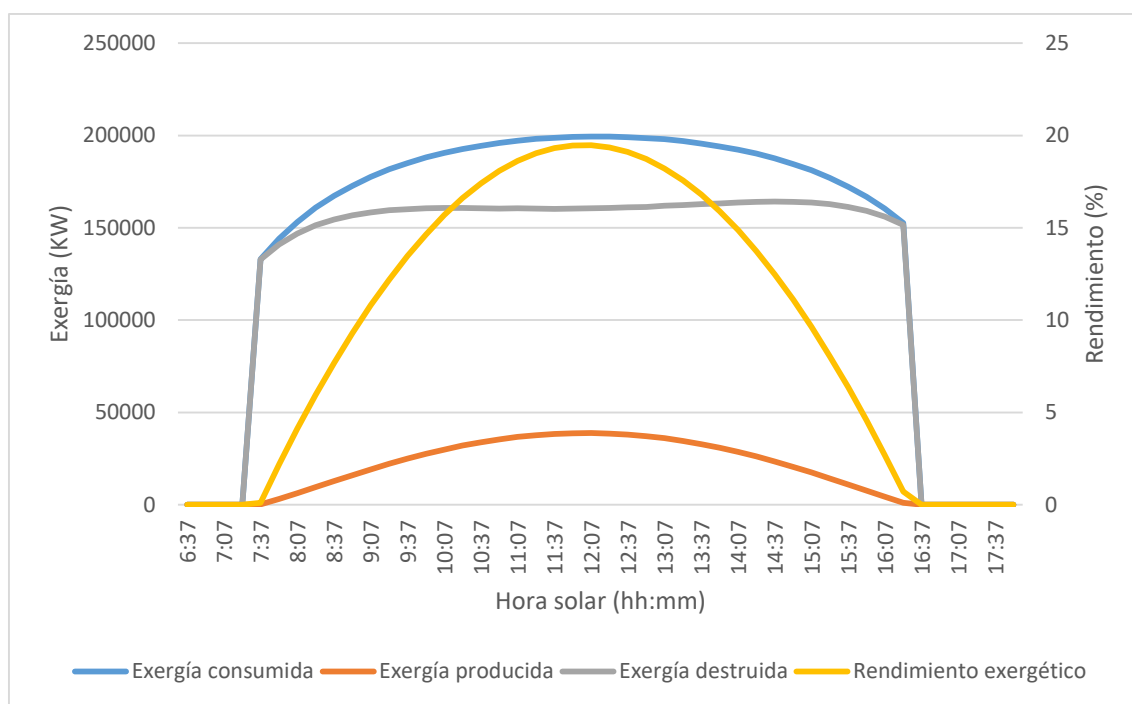


Fig. 42 Exergía consumida, producida, destruida y rendimiento exergético vs Hora solar (Con recalentamiento).

En la gráfica de la figura 42 se muestra la evolución de la exergía consumida, producida y destruida, así como el rendimiento exergético del ciclo completo para el caso con recalentamiento. Se puede observar que los valores se comportan de igual forma que en el caso sin recalentamiento, siendo el rendimiento máximo a las horas centrales del día y siendo los valores de exergía consumida mucho mayores que los de exergía producida.

8.2.2.3. Comparación entre los casos con recalentamiento y sin recalentamiento

El rendimiento exergético del ciclo es ligeramente menor en el caso con recalentamiento. Esto se debe a pequeñas diferencias que tienen lugar en las turbinas, ya que producen más las del ciclo sin recalentamiento. No obstante la diferencia es prácticamente inapreciable, por lo que desde el punto de vista exergético es indiferente que el ciclo funcione con o sin recalentamiento.

8.3. Análisis económico

El parámetro LCOE es una estimación del coste anual por kilovatio hora. En este estudio sólo hemos calculado los valores de potencia máxima y energía diaria producida para un día, el 21 de marzo. Por tanto, estimamos que la potencia pico será la máxima potencia posible ese día. En cuanto a la energía producida, dependerá de la irradiación recibida, se tomara este día como un día medio anual y la energía producida se considerará que será la energía de este día por 365.

8.3.1. LCOE sin recalentamiento

C_{SF}	58.837.680 €	$C_{personal}$	1.748.095 €
$C_{terreno}$	5.241.902 €	C_{agua}	104.649 €
C_{PB}	31.644.338 €	$C_{repuestos}$	1.148.687 €
$C_{inversión}$	114.868.705 €	$C_{OM,anual}$	3.001.432 €

Siendo el valor de f_{anual} igual a 0,089. El coste nivelado de la energía es:

$$LCOE_{sin\ recalentamiento} = 18,6 \frac{c\text{€}}{kWh}$$

8.3.2. LCOE con recalentamiento

C_{SF}	58.837.680 €	$C_{personal}$	1.748.095 €
$C_{terreno}$	5.241.902 €	C_{agua}	100.703 €
C_{PB}	30.592.903 €	$C_{repuestos}$	1.134.140 €
$C_{inversión}$	113.606.982 €	$C_{OM,anual}$	2.982.939 €

Siendo el valor de f_{anual} igual a 0,089. El coste nivelado de la energía es:

$$LCOE_{con\ recalentamiento} = 19,4 \frac{c\text{€}}{kWh}$$

8.3.3. Comparación LCOE con recalentamiento y sin recalentamiento

En el caso con recalentamiento, el coste de inversión y mantenimiento es ligeramente menor. Aunque se añade un componente más al bloque de potencia, este componente tiene un coste bajo que no compensa el hecho de necesitar equipamientos más caros, especialmente la turbina, en el caso con recalentamiento debido a que la potencia producida es mayor. Sin embargo el menor coste de inversión en el caso con recalentamiento no implica que el precio por kilovatio hora sea menor. El ahorro en los costes no compensa el hecho de que se produzca menos potencia.

8.3.4. Comparación LCOE con otras tecnologías solares

A continuación se va a comparar el LCOE de los casos con recalentamiento y sin recalentamiento con los de una planta proyectada en el desierto de Atacama (Chile) bajo tres supuestos. Una central termoeléctrica con almacenamiento de 15 horas, una central fotovoltaica y una central

híbrida. Las tres plantas están proyectadas con una potencia pico de 50 MW, teniendo la híbrida 20 MW de fotovoltaica y 30 MW de termoeléctrica con un almacenamiento de 15 horas.

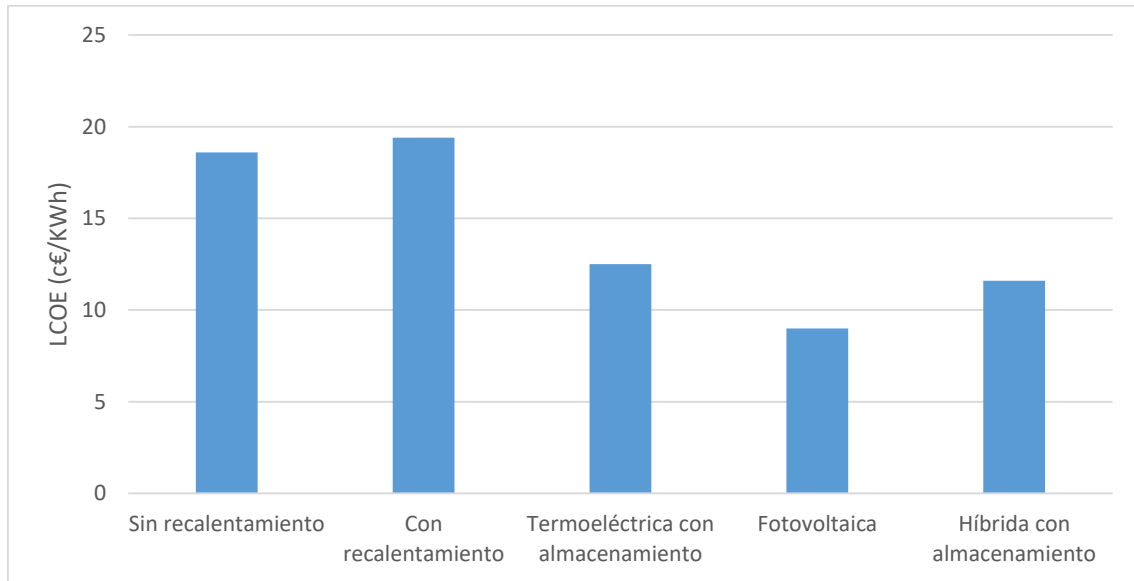


Fig. 43 LCOE de distintas tecnologías solares. (12)

En la figura 43 se puede ver como la energía fotovoltaica es la más barata de todas, debido a que su coste de inversión es menor. Las tecnologías con almacenamiento, tanto la termoeléctrica como la híbrida, también son más baratas que las del presente estudio sin almacenamiento. Esto se debe a que al funcionar con almacenamiento pueden estar produciendo energía durante más tiempo.

8.3.5. Comparación del LCOE con otras tecnologías de generación

A continuación se va a comprar el LCOE tanto del caso con recalentamiento como sin recalentamiento del presente proyecto con distintas tecnologías de generación entre las que se encuentra la eólica, el carbón, biogás y ciclo combinado.

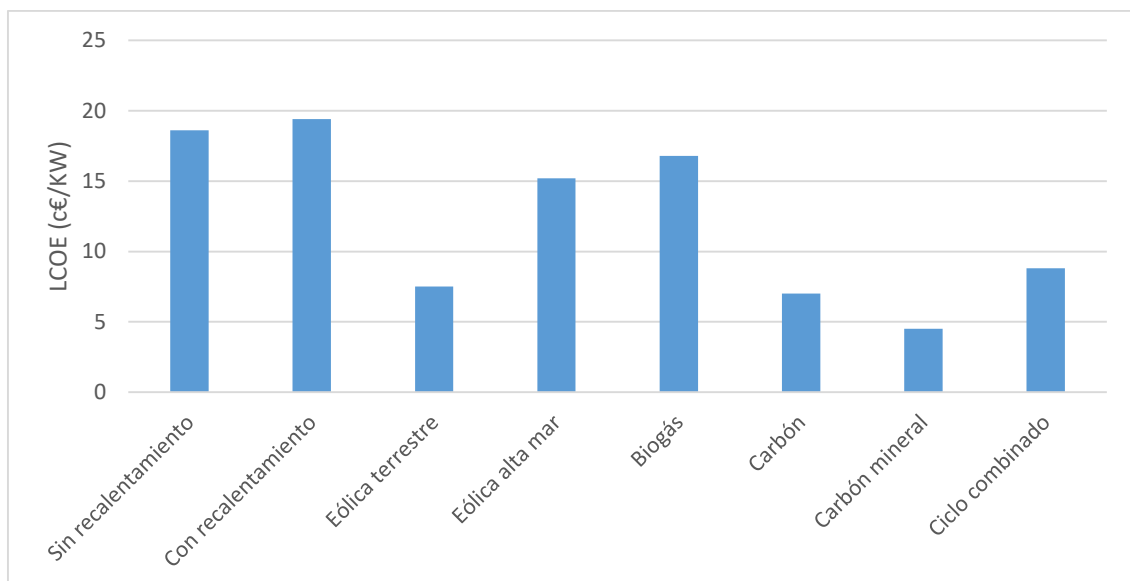


Fig. 44 Comparación con otras tecnologías de generación. (13)

Las plantas de carbón y carbón mineral son las que producen la energía más barata junto con la eólica terrestre. Las centrales de ciclo combinado tienen un coste algo mayor, debido a que necesitan de una inversión inicial mayor por ser una tecnología más compleja. Al igual que la eólica de alta mar que necesita una gran inversión en infraestructura. El biogás es la más cara exceptuando las del proyecto debido al alto coste del combustible.

9. Conclusiones

La principal conclusión de este proyecto es que la cantidad de irradiación solar que se pueda aprovechar es crucial en este tipo de centrales. Depende de dos factores fundamentales, la estacionalidad y la eficiencia de los colectores.

En cuanto a la estacionalidad, se aprecia claramente en la variación de la potencia producida y del rendimiento de la central entre las horas centrales del día y las horas próximas al amanecer y al anochecer. Aunque en este proyecto se ha utilizado un día de marzo como representativo de todo el año, también existe una gran diferencia entre un día de verano y un día de invierno, por lo que los momentos de mayor irradiación se deben compensar con los momentos en los que esta sea menor. Además, al ser una central que carece de sistemas de almacenamiento, es importante que la red eléctrica sea capaz de absorber toda la electricidad que produce en sus momentos de máxima producción para que su viabilidad no se vea afectada.

En cuanto a la eficiencia de los colectores, estos representan el mayor coste de inversión y también es el elemento donde más exergía se destruye. Por tanto es donde se deben centrar los esfuerzos en investigación y desarrollo para conseguir reducir su coste y aumentar su eficiencia.

En la comparativa entre el ciclo funcionando con o sin recalentamiento, tanto la potencia neta producida como el rendimiento del ciclo y el rendimiento exergético son mayores en el caso sin recalentamiento y el coste de la energía es menor. Por lo tanto se podría concluir que es mejor que el ciclo funcionase sin recalentamiento, sin embargo también hay que tener en cuenta que en el caso sin recalentamiento la turbina de baja presión está más exigida debido a que habrá mayor cantidad de humedad, por lo que su vida útil será menor, o será necesario equipar el ciclo con una turbina que esté preparada para ello. Es por ello que los costes de inversión son menores en el caso con recalentamiento, por eso es recomendable, a pesar de su menor eficiencia.

Por último, cabe destacar que el precio de producción de energía es competitivo dentro del rango que se maneja para esta tecnología. Aunque hay otras tecnologías con las que se puede conseguir un LCOE menor, hay que tener en cuenta que la energía solar tiene unos costes de inversión muy altos debido a que es una tecnología novedosa que aún no ha alcanzado su madurez.

10. Bibliografía

1. **Elsafi, Amin M.** *Exergy and exergoeconomic analysis of sustainable direct steam generation solar power plants*. [ed.] Elsevier. 2015. Energy Conversion and Managment.
2. **Red eléctrica de España.** [En línea] [Citado el: 15 de mayo de 2018.] <http://www.ree.es/es>.
3. Apuntes asignatura "Máquinas y Centrales Térmicas". 2016.
4. **Soria, A y García, N.** *Apuntes asignatura "Energías Renovables"*. 2016.
5. **González, P. Á.** Design and dynamic analysis of steam generators for concentrating solar power plants. 2017.
6. Apuntes "Instalaciones y máquinas hidráulicas". 2016.
7. **Burkholder, F. y Kutscher, C.** *Heat Loss Testing of Schott's 2008 PTR70 Parabolic Trough Receiver*. National Renewable Energy Laboratory. 2009.
8. **Bell, I. H., y otros.** Pure and Pseudo-pure Fluid Thermophysical Property Evaluation. [En línea] 2014. www.coolprop.org.
9. **Institute for Energy and Transport.** Photovoltaic Geographical Information System. [En línea] [Citado el: 8 de diciembre de 17.] <http://re.jrc.ec.europa.eu/pvgis/apps4/pvest.php#>.
10. **Morin, G., y otros.** *Comparison of Linear Fresnel and Parabolic Trough Collector power plants*. [ed.] Elsevier. 2011. Solar Energy.
11. **Montes, M. J., y otros.** *Solar multiple optimization for a solar-only thermal power plant*. [ed.] Elsevier. Solar Energy.
12. **Parrado, C., y otros.** *2050 LCOE (Levelized Cost of Energy) projection for a hybrid PV*. [ed.] Elsevier. Energy.
13. **Kost, C., y otros.** *Levelized Cost of Electricity*. Fraunhofer Institut for Solar Energy Systems ISE. 2013.